TERMODINÂMICA

GILBERTO IENO
LUIZ NEGRO

PEARSON
Prentice Hall

INTRODUÇÃO

Ao se iniciar o estudo da termodinâmica é importante que se conheçam algumas de suas aplicações, tais como em um gerador de vapor, uma turbina, um condensador e outros componentes dos ciclos das máquinas térmicas. No desenvolvimento dos conceitos termodinâmicos, esses equipamentos poderão servir de exemplo, sendo, portanto, necessário o conhecimento do princípio de funcionamento de cada um.

Gerador de Vapor

Uma caldeira, também denominada gerador de vapor, é um equipamento térmico que tem a finalidade de transformar a água em vapor, utilizando o calor obtido da queima de um combustível.

A caldeira é constituída basicamente por dois tubulões horizontais, interligados por tubos verticais formando duas paredes, de acordo com a Figura I.1.

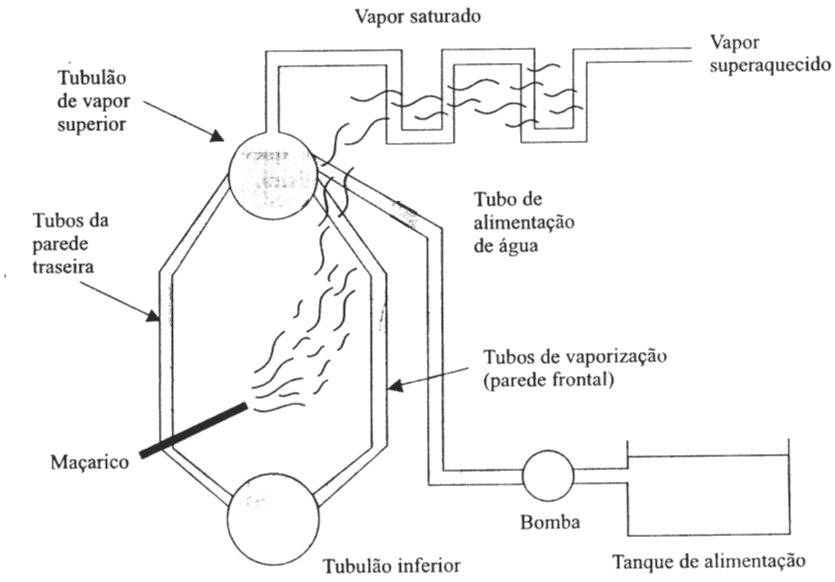


Figura I.1

As principais partes de uma caldeira são:

1. tubulação de vapor;
2. tubos de alimentação da fornalha;
3. tubulão de água;
4. tubos de vaporização de água;
5. tubos do superaquecedor de vapor;
6. maçaricos;
7. fornalha.

A água entra na caldeira pelo tubulão superior e penetra nos tubos verticais indo alimentar o tubulão inferior. Essa água provém de um tanque de alimentação, sendo retirada dele por meio de uma bomba, cuja finalidade é elevar a pressão da água até o ponto de funcionamento da caldeira. O nível de água do tubulão superior deve permanecer inalterado para permitir a entrada da água nos tubos verticais, localizados na parede traseira. Através desses tubos ela vai atingir o tubulão inferior. Acendendo-se os maçaricos, o calor resultante da queima do combustível atravessa a parede dos tubos frontais e é transmitido à água, provocando a sua vaporização. A parede de tubos situada atrás dos maçaricos não recebe calor por ser revestida com um material isolante.

Nos tubos de vaporização, a mistura líquido-vapor será mais leve do que nos tubos da parede traseira, que somente contêm líquido no estado saturado. Essa diferença de densidade provoca o movimento da água, que desce pelos tubos traseiros, entra no tubulão inferior e sobe através dos tubos frontais, também denominados tubos de vaporização.

Os tubos de vaporização contêm uma mistura de líquido e de vapor de água que chega ao tubulão superior, dentro do qual o vapor se separa do líquido. Esse vapor pode passar ainda por um conjunto de tubos, nos quais recebe mais calor, o que eleva ainda mais a sua temperatura. Observa-se então que há dois estados diferentes de vapor: aquele que está no tubulão superior e aquele que sai da caldeira a uma temperatura mais elevada. Considerando-se desprezível a perda de carga que ocorre dentro da caldeira e a diferença de coluna de água entre os seus diversos pontos, pode-se admitir que o vapor produzido tem praticamente a mesma pressão da água que alimenta a caldeira.

O vapor que se encontra dentro do tubulão superior denomina-se vapor saturado (vapor que se encontra na temperatura de saturação) e o vapor que sai da caldeira, acima da temperatura de saturação, é o vapor superaquecido. A pressão da água que entra na caldeira é igual à pressão do vapor que sai. A transformação do líquido em vapor é feita à custa do calor obtido da queima de um combustível.

Turbina a Vapor

Admitindo-se que o vapor produzido pela caldeira passe por um bocal de expansão que tem a forma de um tubo convergente (Figura I.2), haverá, portanto, elevação na sua velocidade. Desse modo, o aumento de velocidade é compensado com uma redução de pressão e, conseqüentemente, com um aumento no seu volume. Esse vapor, em alta velocidade, pode ser direcionado contra uma superfície sólida e provocar o seu movimento. Este princípio é utilizado para movimentar uma turbina.

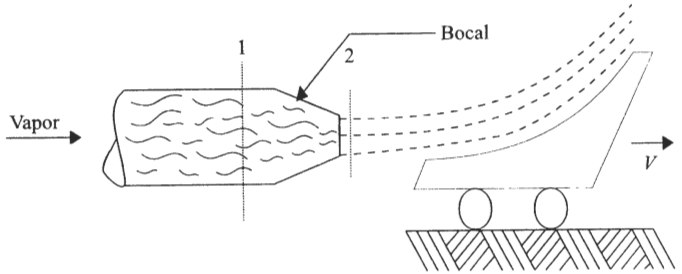


Figura I.2

Na entrada e na saída do bocal, seções (1) e (2) respectivamente, resulta:

$$p_1 > p_2 \text{ (pressão)}$$
$$\overline{V}_2 > \overline{V}_1 \text{ (velocidade)}$$
$$V_2 > V_1 \text{ (volume)}$$

Os bocais constituem a parte fixa de uma turbina e as palhetas (superfícies onde o vapor incide), a parte móvel. Os bocais podem ser colocados paralelamente, formando um disco preso na carcaça da turbina. As palhetas são também agrupadas, formando um disco que se prende ao eixo, no trajeto do vapor que sai dos bocais. Cada conjunto formado por um agrupamento de bocais de palhetas denomina-se estágio da turbina. A Figura I.3 mostra uma turbina contendo três estágios. Observa-se que o diâmetro da turbina aumenta no sentido do movimento do vapor, porque, com a redução da pressão, eleva-se o seu volume.

Entende-se, portanto, uma turbina como uma máquina que transforma a energia do vapor em trabalho mecânico, sendo este transferido para fora através do seu eixo. A pressão do vapor diminui no sentido do seu movimento e o seu volume aumenta nesse mesmo sentido.

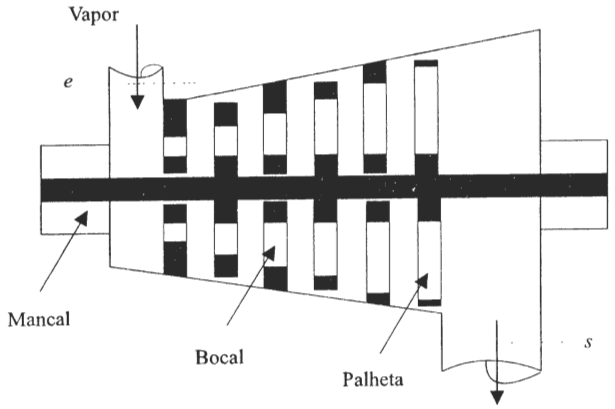


Figura I.3

Nas seções de entrada e saída da turbina tem-se, respectivamente, as seguintes propriedades:

Pressão:	$p_e > p_s$
Temperatura:	$t_e > t_s$
Volume:	$V_e < V_s$

Condensador de Vapor

O vapor que sai de uma turbina pode ser descarregado na atmosfera ou pode ser novamente aproveitado por meio de uma condensação e posterior bombeamento para a caldeira.

Um condensador é um equipamento cuja finalidade é transformar vapor em líquido por meio da retirada de calor. Através dele, ocorre a transferência de calor no sentido inverso ao de uma caldeira. Nesta, a água no estado líquido recebe calor e se transforma em vapor saturado ou superaquecido. No condensador, o vapor é que se transforma em líquido, por meio da perda de calor para um fluido externo. Ambos recebem genericamente o nome de trocadores de calor. Na caldeira, o calor caminha de fora para dentro e a fonte de calor deve ter uma temperatura maior do que a da água. No condensador, o calor caminha de dentro para fora.

A Figura I.4 representa um condensador de vapor constituído por um conjunto de tubos, presos em chapas denominadas espelhos, que servem também para separar o vapor da água de resfriamento do condensador.

Os tubos são percorridos externamente por vapor e internamente por água no estado líquido. Sendo essa água proveniente do ambiente em baixa temperatura, haverá a passagem de calor do vapor para a água, em virtude da diferença de temperaturas. Conseqüentemente, o vapor começará a se condensar. Um fenômeno idêntico ocorre em uma panela de pressão fechada, quando é retirada do fogo e colocada embaixo de uma torneira. Com a retirada do calor, o vapor se condensa, provocando a redução da pressão interna da panela.

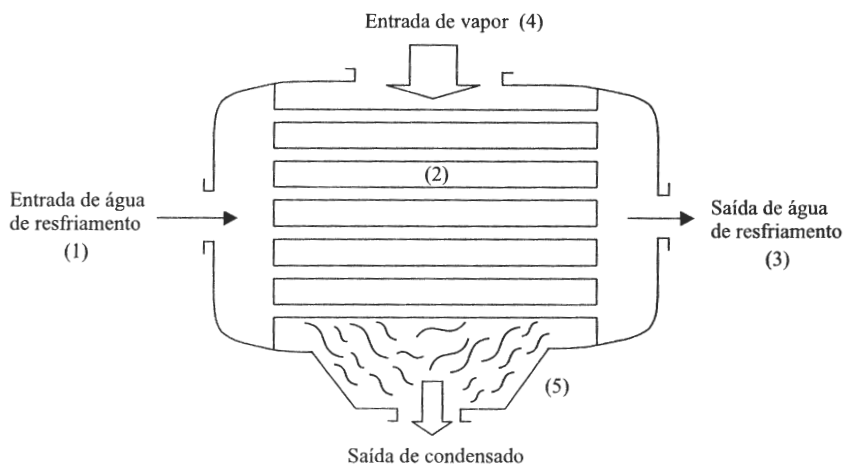


Figura I.4

Nas grandes centrais termoelétricas, o consumo de água nos condensadores é muito elevado. Essas instalações estão localizados sempre na proximidade de um rio, de um lago ou do mar, de onde provém a água de resfriamento dos condensadores. A água entra pela seção (1) do condensador, passa pelos tubos (2), através dos quais ela retira o calor do vapor e, em seguida, é descarregada pela seção (3). A temperatura dessa água é maior na saída, t_3, do que na entrada, t_1. O vapor entra no condensador através da seção (4), passa pela superfície externa dos tubos e se condensa, acumulando-se no tanque do condensador (5), instalado na sua parte inferior. Desse tanque, o condensado é retirado por meio de uma bomba e pode ser transportado de novo para a caldeira.

Apesar da condensação, a pressão permanece a mesma em todos os pontos do condensador porque ele é aberto, isto é, à medida que entra o vapor, o condensado é retirado, não permitindo acúmulo de massa dentro dele. No exemplo da panela de pressão colocada embaixo da torneira, a pressão diminui porque ela é fechada. Reduzindo-se o volume, devido à condensação, a pressão também diminui porque não há uma entrada constante de vapor.

Pode-se, portanto, admitir que o condensador é um equipamento térmico cuja finalidade é transformar vapor em líquido, retirando o calor por meio de um outro fluido. Na fase de condensação, a pressão é a mesma em todos os pontos do condensador e a temperatura pode também ser a mesma, dependendo do estado do vapor na entrada do condensador ou do líquido na saída. Portanto resulta:

Pressão:	$p_4 = p_5$
Temperatura:	$t_4 \geq t_5$
Volume:	$V_4 > V_5$

Ciclo Motor a Vapor

Consideremos o conjunto formado por uma caldeira, uma turbina, um condensador e uma bomba, ligados em série, constituindo um ciclo termodinâmico fechado, onde é obtido calor pela queima do combustível (Figura I.5). Esse calor é representado por Q_C e por uma seta que indica que ele provém de uma fonte externa (óleo combustível, gás natural, biomassa etc.).

O trabalho produzido pela turbina é representado por W_T e por uma seta indicando que ele é utilizado fora dela. O calor trocado no condensador é aquele que se transfere para a água de resfriamento e está representado por Q_{CD}. O trabalho utilizado para movimentar a bomba está representado por W_B. As setas fornecem uma indicação do sentido do movimento da energia.

Pode-se afirmar que a massa de água que passa pela caldeira recebe a quantidade de calor Q_C. Ao passar pela turbina, essa massa transfere para fora um trabalho W_T. Quando passa pelo condensador, a massa de água libera uma quantidade Q_{CD} de calor. Finalmente, passando pela bomba, a massa de água recebe a quantidade W_B de trabalho.

Convém ainda observar que nas condições ideais, isto é, sem considerar o atrito e as variações de pressão provocados pelas diferenças de altura entre as partes, o ciclo tem somente duas pressões: $p_4 = p_1$ e $p_3 = p_2$. Resulta, portanto, $p_2 < p_1$, devido à redução de pressão provocada pela turbina, e $p_4 > p_3$, devido ao aumento de pressão provocado pela bomba.

Observa-se nesse ciclo que as variações de pressão ocorrem somente na turbina e na bomba. Na caldeira e no condensador a pressão se mantém inalterada.

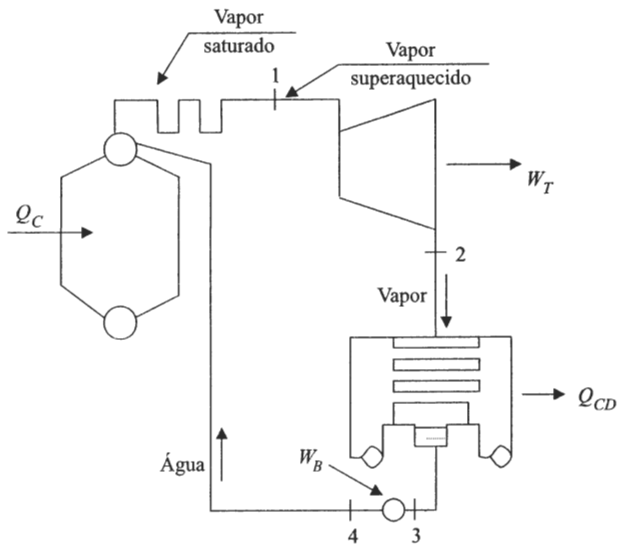


Figura I.5

CAPÍTULO 1

CONCEITOS FUNDAMENTAIS

1.1 Sistema Termodinâmico

Uma região limitada por uma superfície real ou imaginária, fixa ou móvel, através da qual passa energia trocada com o meio ambiente, denomina-se sistema termodinâmico. A energia pode se apresentar na forma de calor, trabalho ou acompanhando um fluido que entra ou sai do sistema. A superfície que envolve o sistema chama-se fronteira e a região externa ao sistema, podendo exercer influência sobre ele, denomina-se meio. Os sistemas termodinâmicos classificam-se em abertos, fechados ou isolados.

1.1.1 Sistema Aberto

Um sistema que permite a passagem de massa através de sua fronteira, podendo ainda transferir energia na forma de calor ou trabalho, denomina-se sistema aberto. Para permitir a passagem de massa, a fronteira deve ser parcialmente constituída por uma superfície virtual, conforme a Figura 1.1.

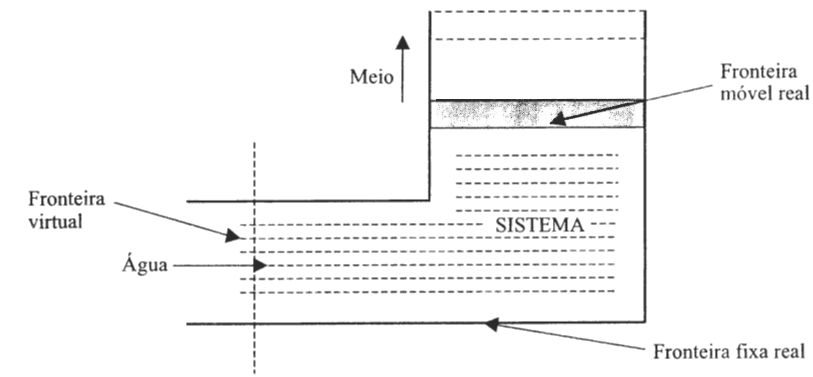


Figura 1.1

No exemplo da Figura 1.1 o sistema é aberto, pois tem uma fronteira imaginária pela qual entra a água. A entrada desse fluido provoca o movimento do pistão, que é uma parte da fronteira real desse sistema. O deslocamento do pistão indica que o sistema realiza um trabalho.

1.1.2 Sistema Fechado

Um sistema constituído por uma fronteira que não permite passagem de massa é um sistema fechado. Neste caso, o sistema é envolvido por uma fronteira real, podendo ser fixa ou móvel, através da qual pode haver transferência de calor e trabalho. Uma panela de pressão é um exemplo de sistema fechado sem o envolvimento de trabalho. Se a fronteira é móvel, o sistema troca trabalho com o meio pelo movimento do êmbolo, conforme mostra a Figura 1.2.

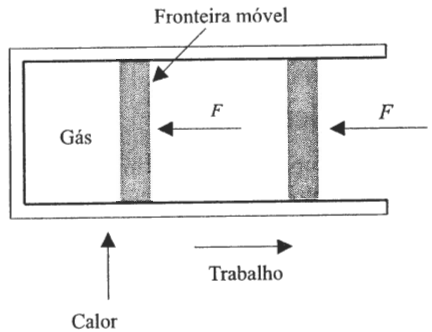


Figura 1.2

1.1.3 Sistema Isolado

Quando a fronteira do sistema não permite a passagem de massa, calor e trabalho, o sistema é isolado. Neste caso, a sua fronteira deve ser fixa, para não permitir que o sistema realize algum trabalho, e deve ser real, para impedir a passagem de massa (Figura 1.3). Uma garrafa térmica fechada é, teoricamente, um bom exemplo de sistema isolado.

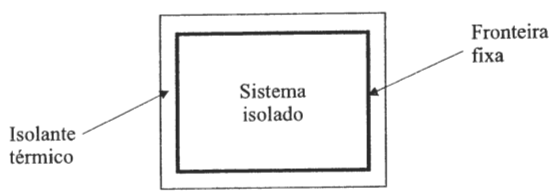


Figura 1.3

1.2 Estado

A substância que se encontra dentro do sistema pode assumir uma infinidade de situações de equilíbrio, de acordo com os valores das suas propriedades. Cada uma dessas situações constitui um estado da substância. O ar de uma sala pode assumir situações diferentes, de acordo com a temperatura e a pressão a que ele está sujeito em cada instante. Se o ar de um ambiente, sujeito à pressão de 1 atmosfera, se encontra à temperatura de 20°C, o seu estado fica definido pela pressão e pela temperatura. Havendo um aquecimento desse ar até 30°C, o seu estado sofre uma variação, apesar de não se registrar

a variação da pressão. Neste caso, essas duas propriedades são independentes. Define-se propriedades independentes quando a variação de uma delas não implica necessariamente a variação da outra. O ar atmosférico pode estar sujeito a qualquer combinação entre pressão e temperatura.

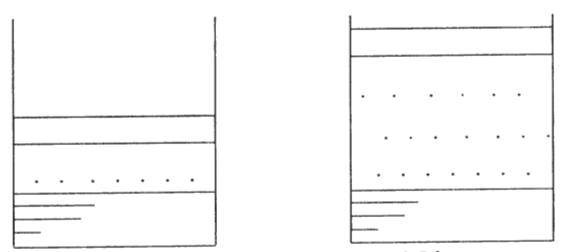
Quando duas propriedades não podem assumir valores arbitrários, são denominadas propriedades dependentes. Sabe-se, por exemplo, que a água sujeita à pressão de 1 atmosfera entra em ebulição a 100°C. Se a pressão é elevada para 10 atmosferas, a temperatura de ebulição passa para 179°C. Observa-se então que não é possível adotar valores arbitrários para a temperatura de ebulição da água, pois esta depende da pressão a que está submetida. Conclui-se que a pressão e a temperatura são propriedades dependentes na fase de vaporização da água.

O estado de uma substância é determinado quando são conhecidas duas de suas propriedades independentes. Como exemplo, imaginemos um tanque contendo 2 kg de líquido com 0,5 kg de vapor de água na fase de ebulição. Sendo a pressão de 1 atmosfera e a temperatura de 100°C, não se pode dizer que estas duas propriedades permitam que se identifique o estado da água. A definição de estado é feita pela temperatura ou pela pressão, cada uma associada com uma outra propriedade que indica qual a porcentagem de vapor que existe em relação à massa total. No exemplo citado a porcentagem de vapor é:

$$x = \frac{m_v}{m_v + m_L} \times 100$$

$$x = \frac{0,5}{0,5 + 2,0} \times 100 = 20\%$$

A Figura 1.4 representa dois estados diferentes da água: um deles com 20% de vapor e o outro com 40%, ambos sujeitos à mesma pressão. Percebe-se claramente que a pressão e a porcentagem de vapor são propriedades independentes e que ambas podem definir todas as situações, desde o início até o final da vaporização.



$m_v = 0,5$ kg
$m_L = 2,0$ kg
$x = 0,20$ (20% de vapor)

$m_v = 1,0$ kg
$m_L = 1,5$ kg
$x = 0,40$ (40% de vapor)

Figura 1.4

1.3 Processo

Processo é uma sucessão de estados intermediários de equilíbrio de uma transformação. Um gás encontra-se no estado (1), definido pelas propriedades pressão e temperatura (p_1, t_1), representadas no gráfico da Figura 1.5. A passagem para o estado (2), definido por p_2 e t_2, pode ser feita por vários caminhos, representados no gráfico por A, B e C. Cada um desses caminhos constitui um processo, pois são formados por uma sucessão de estados de equilíbrio.

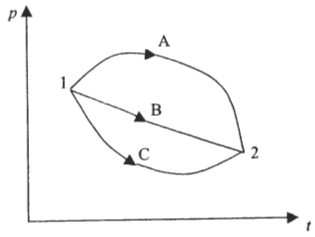


Figura 1.5

Um pistão que se movimenta dentro de um cilindro pode permitir que a pressão do gás se mantenha constante, à medida que aumenta o seu volume, devido à entrada de calor (transformação (1 → 2A)).

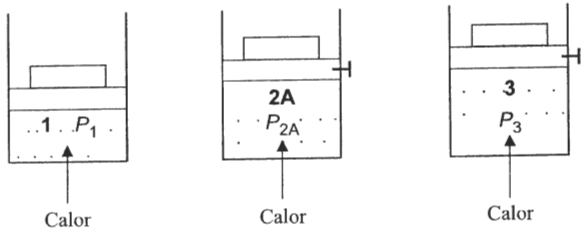


Figura 1.6

Nessa transformação, o gás, ao se dilatar, movimenta o pistão elevando a carga que se encontra sobre ele. Sendo G o peso do pistão e da carga e sendo A a área do pistão, a pressão absoluta do gás é definida por:

$$p = \frac{G}{A} + p_{atm}$$

Admitindo-se que todas essas grandezas permaneçam constantes, a pressão do gás na transformação (1 → 2A) também é constante, constituindo um processo de pressão constante. Havendo continuidade na adição de calor e mantendo-se o pistão travado, a pressão aumenta e o volume permanece constante. Resulta, portanto, um processo de aquecimento com aumento de pressão e mesmo volume. A Figura 1.6 representa a

transformação (1 → 2A → 3) do gás por meio de dois processos: o primeiro à pressão constante (1 → 2A) e o segundo ao volume constante (2A → 3).

Portanto, $p_1 = p_{2A} < p_3$ e $V_1 < V_{2A} = V_3$.

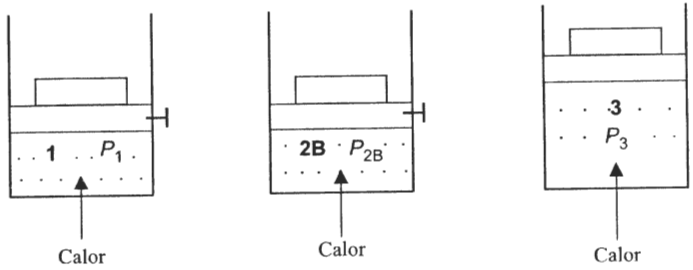


Figura 1.7

A mesma transformação (1 → 3) pode ser realizada por outro caminho, que consiste primeiramente no processo (1 → 2B), de volume constante, seguido do processo (2B → 3), de pressão constante, conforme apresentado na Figura 1.7. Portanto, a transformação (1 → 3) pode ocorrer por dois ou mais caminhos diferentes, sendo cada caminho constituído por um ou mais processos.

Na Figura 1.8, a transformação (1 → 3) é realizada por meio do processo (1 → 2A → 3) ou do processo (1 → 2B → 3) ou ainda de um outro processo qualquer, denominado aqui de processo C.

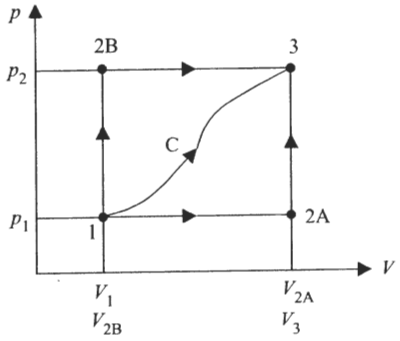


Figura 1.8

CAPÍTULO 2

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

As propriedades termodinâmicas constituem as ferramentas utilizadas no desenvolvimento e na solução dos problemas que serão apresentados neste trabalho. O conceito de temperatura é admitido como conhecido, por fazer parte da rotina diária das pessoas. A pressão, representada pela relação entre a força e a área da superfície sobre a qual ela atua, pode ser medida nas escalas absoluta ou relativa, dependendo do fato de se levar em conta ou não o efeito da pressão atmosférica.

2.1 Título de Vapor (x)

Para a definição de título, a Figura 2.1 mostra um cilindro contendo um pistão, o qual se movimenta devido à entrada do calor, mantendo, dessa maneira, a pressão interna constante. Dentro do cilindro encontra-se água, que pode assumir cinco situações diferentes. O estado (3) representa a água em ebulição, sendo m_V a massa de vapor e m_L a massa de líquido, de maneira que a soma das duas massas representa a massa total de água.

$$m = m_V + m_L \tag{2.1}$$

A relação entre a massa do vapor e a massa total do conjunto denomina-se título. O conjunto formado por essas duas fases convivendo em equilíbrio é conhecido como mistura ou vapor saturado úmido (M), embora as duas fases estejam fisicamente separadas.

$$x = \frac{m_V}{m_V + m_L} \tag{2.2}$$

O estado (2) representa o instante em que a água atinge a temperatura de vaporização. Nessa situação, a água se encontra saturada de energia e não consegue sobreviver no estado líquido, sendo, portanto, definida como no estado líquido saturado (LS). A massa de vapor ainda é zero e o título se encontra no limite inferior ($x = 0$). Quando o líquido já se transformou totalmente em vapor, antes que a temperatura comece a se elevar, devido à continuidade da adição de calor, o título assume o limite superior ($x = 1{,}0$). Essa situação está representada pelo estado (4), onde o vapor ainda se encontra na temperatura de vaporização, sendo, assim, definido como vapor saturado seco (VSS).

O título somente pode ser definido na fase de ebulição, nada representando para temperaturas menores ou maiores que a de ebulição, sendo o seu intervalo de variação $0 \leq x \leq 1$.

A partir do estado (4), havendo continuidade no fornecimento de calor, a temperatura do vapor aumenta e a pressão permanece inalterada. Essa nova situação é conhecida como vapor superaquecido (VSA), sendo representada pelo estado (5). Da mesma maneira, pode-se definir o estado (1) como a água no estado líquido, com temperatura abaixo do ponto de vaporização, sendo, desse modo, batizada de líquido sub-resfriado (LSR).

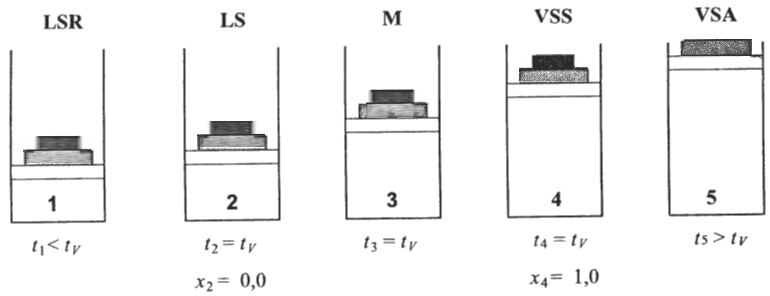


Figura 2.1

Na Figura 2.1 pode-se admitir, como exemplo, a pressão interna do cilindro de 1 atmosfera, resultando, para a água, a temperatura de ebulição de 100°C. Genericamente, a partir do conhecimento da pressão, uma tabela fornece a temperatura de ebulição e, para qualquer temperatura abaixo desta, o estado é definido como líquido sub-resfriado. Para qualquer temperatura acima desta, o estado é definido como vapor superaquecido.

2.2 Volume Específico (v)

Define-se o volume específico de uma substância como a relação entre o volume e a massa. Esse conceito pode ser estendido para o líquido na presença do vapor, ambos no estado saturado, desde que o conjunto seja interpretado como uma mistura homogênea. Essa propriedade representa o inverso da massa específica da substância, também conhecida como densidade.

$$v = \frac{V}{m} \tag{2.3}$$

A Figura 2.2 é a parte da Figura 2.1 que representa o estado saturado. Admitido-se que a massa total de água seja de 1 kg, os volumes representados nos estados (2) e (4) são, respectivamente, os volumes específicos do líquido saturado, v_L, e do vapor saturado, v_V. O volume específico da mistura, v_X, está representado pelo estado (3), o qual depende da fração de vapor contida no conjunto. Os valores dos volumes específicos do líquido e do vapor saturado são apresentados em tabelas, para cada substância, em função da pressão.

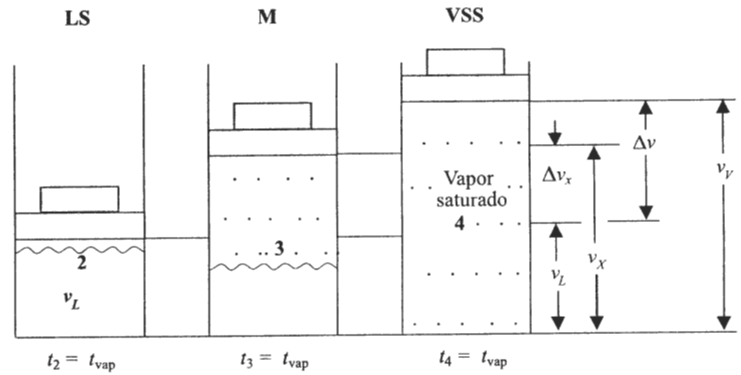


Figura 2.2

v_L = volume específico do líquido saturado
v_V = volume específico do vapor saturado
v_X = volume específico da mistura (vapor saturado úmido)
Δv = acréscimo de volume específico que ocorre durante a vaporização total
Δv_X = acréscimo de volume específico que ocorre durante a vaporização parcial

Quando se considera uma determinada massa de uma mistura de líquido e de vapor, ambos no estado saturado, ocupando um volume conhecido, basta dividir o volume total pela massa total para obter o valor do volume específico da mistura.

Exemplo 2.1

Um tanque de 2 m^3 de volume interno contém 100 kg de uma mistura de líquido e vapor de uma substância com título de 25%. Calcular o volume específico da mistura (v_X), o volume específico do líquido (v_L) e o volume específico do vapor (v_V). Sabe-se que o volume do vapor é 95% do volume total.

a) Volume específico da mistura:

$$v_X = \frac{V}{m} = \frac{2}{100} = 0{,}02 \text{ m}^3/\text{kg}$$

b) Volume de líquido e volume de vapor:

$$V_L = (1 - 0{,}95)V = 0{,}05 \;.\; 2 = 0{,}1 \text{ m}^3$$

$$V_V = 0{,}95\,V = 0{,}95 \;.\; 2 = 1{,}9 \text{ m}^3$$

c) Massa de líquido e de vapor:

$$m_L = (1 - x)m = 0{,}75 \;.\; 100 = 75 \text{ kg}$$

$$m_V = x \;.\; m = 0{,}25 \;.\; 100 = 25 \text{ kg}$$

d) Volume específico do líquido e do vapor:

$$v_L = \frac{V_L}{m_L} = \frac{0,1}{75} = 0,0013\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$v_V = \frac{V_V}{m_V} = \frac{1,9}{25} = 0,076\ \text{m}^3/\text{kg}$$

2.3 Entropia

A Figura 2.3 mostra uma tubulação por onde escoa um fluido que pode trocar calor com o ambiente externo e que, devido à sua viscosidade, apresenta atrito provocado pelo seu movimento. Considerando que o atrito aquece o fluido, pode-se associar esse aquecimento com uma quantidade de calor equivalente à que seria necessária para provocar a variação de temperatura.

Admitindo-se que a tubulação não contenha um isolante térmico, pode haver uma troca de calor, cujo sentido depende somente de a temperatura externa ser maior ou menor que a interna. Convenciona-se que o calor é positivo quando seu movimento é de fora para dentro, provocando o aquecimento do fluido. O calor é negativo quando se movimenta no sentido contrário. Na definição do conceito de entropia é importante distinguir esse tipo de calor do calor equivalente ao aquecimento gerado pelo atrito. Neste estudo, este último é representado por Q_{at} e o outro, simplesmente por Q.

O calor produzido pelo atrito de um fluido em movimento é considerado como positivo, porque produz o mesmo efeito daquele que tem origem em uma fonte externa, provocando o aquecimento do fluido.

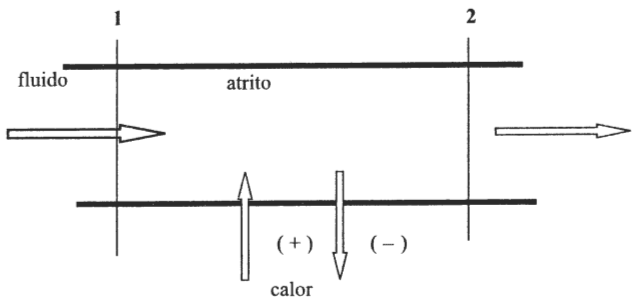


Figura 2.3

Admitindo-se que o calor e a temperatura estejam relacionados por meio de alguma função contínua, pode-se definir a entropia como a variação de uma propriedade (S), representada pela integral do calor dividido pela temperatura absoluta, que é sempre positiva. Esse calor pode ser externo (positivo ou negativo) ou gerado pelo atrito (sempre positivo), razão pela qual são apresentadas duas integrais na definição de entropia.

2.3.1 Definição de Entropia

$$\Delta S = \int \frac{\delta Q}{T} + \int \frac{\delta Q_{at}}{T} \tag{2.4}$$

A primeira integral pode ser compreendida por meio da Figura 2.4, que representa um tanque contendo um fluido atravessado por uma resistência elétrica.

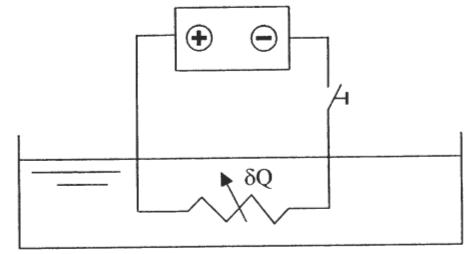


Figura 2.4

A resistência faz parte de um circuito através do qual passa uma corrente elétrica fornecendo calor para o aquecimento do líquido. Neste caso, o calor tem sinal positivo, pois está contribuindo para elevar a temperatura do fluido.

2.3.2 Escala de Entropia

Na construção da escala de entropia é necessário que se convencione, para cada substância, um estado-padrão adotado como referência no qual a entropia seja nula. Para a água, convencionou-se que a entropia é igual a zero, quando ela se encontra no estado líquido, sujeita à pressão de 1 atm a 0°C. A partir desse estado, quando a água recebe calor a entropia aumenta e quando ela perde calor a entropia diminui.

Exemplo 2.2

Calcular a entropia de 2 kg de água em repouso, que se encontra na temperatura de ebulição a 100°C, quando a pressão correspondente é de 1 atmosfera agindo sobre a sua superfície livre. Neste caso, considera-se somente a integral do calor externo, pois, sem o movimento do fluido, a integral referente ao atrito é nula.

$$\Delta S = \int_{273}^{373} \frac{\delta Q}{T}$$

O calor de aquecimento de uma substância pode ser calculado pela equação:

$$Q = m \,.\, c \,.\, \Delta T, \tag{2.5}$$

onde c representa o calor específico da substância. No caso da água, c = 1 kcal/kg.K.

$$\delta Q = m \,.\, c \,.\, dT$$

$$\Delta S = \int_{273}^{373} m \,.\, c \,.\, \frac{dT}{T} = m \,.\, c \int_{273}^{373} \frac{dT}{T}$$

$$\Delta S = m \,.\, c \,.\, \ln \frac{373}{273}$$

$$\Delta S = 0{,}6242 \text{ kcal/K}$$

Entropia específica é aquela que se refere à unidade de massa da substância. Esse valor pode ser tabelado, para cada substância, em função da pressão.

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m} \qquad (2.6)$$

No exemplo em questão,

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m} = \frac{0{,}6242}{2} = 0{,}3121 \text{ kcal/kg .K}$$

2.3.3 Significado da Variação da Entropia

A partir da definição do conceito termodinâmico, pode-se estabelecer uma relação entre o sentido das trocas de calor e a variação da entropia. Matematicamente, a entropia é definida por meio de uma integral, que pode assumir valores positivos ou negativos. O sinal dessa integral depende de duas grandezas: calor e temperatura absoluta do corpo. Como já está convencionado que o calor tem sinal positivo quando entra no sistema e sinal negativo quando sai dele, o sinal da integral que define a entropia depende somente do sentido da troca do calor, porque a temperatura é sempre maior que zero. A temperatura que aparece no denominador está na escala absoluta e é sempre positiva, mesmo quando o corpo perde calor. Neste caso, a temperatura pode diminuir, mas o seu valor absoluto continua sempre positivo.

Conclui-se que a variação da entropia depende somente do sinal atribuído ao calor, seja este trocado com o ambiente externo ou provocado pelo atrito do corpo em movimento.

Primeira conclusão

Quando um sistema ganha calor, a integral referente ao calor externo garante que a sua entropia aumente e, quando ele perde calor, a sua entropia diminui. A entropia permanece constante quando não se verifica troca de calor entre o sistema e o ambiente externo.

Entretanto, a segunda integral pode influir na variação de entropia, independentemente da troca de calor entre o sistema e o ambiente externo. Sendo o calor gerado pelo atrito sempre positivo e sendo a temperatura absoluta também positiva, pode-se concluir que o atrito provoca aumento da entropia.

Exemplo 2.3

Calcular a variação de entropia de 1 kg de água durante o processo de vaporização que ocorre a partir do estado líquido saturado. Estando a água a 1 atmosfera, o ponto de ebulição ocorre na temperatura de 100°C.

Admitir que a água se encontra no estado de repouso, não havendo, dessa maneira, influência do atrito no cálculo da variação da entropia.

Solução:

Da equação 2.4, com o segundo termo igual a zero, resulta:

$$\Delta S = \int \frac{\delta Q}{T}$$

Sendo a temperatura constante, ela pode ser colocada fora da integral:

$$\Delta S = \frac{1}{T} \int dQ$$

$\Delta S = \dfrac{Q}{T}$ onde Q representa o calor fornecido à água para a sua vaporização e, portanto, tem sinal positivo.

$Q = m \,.\, C_L$, onde C_L representa o valor latente de vaporização da água. Na temperatura de 100°C, as tabelas fornecem para a água aproximadamente C_L = 539,0 kcal/kg.

$$\Delta S = \frac{539{,}0 \times 1}{273 + 100} = 1{,}445 \ \frac{\text{kcal}}{\text{K}}$$

Como o problema se refere a 1 kg de água, resulta a entropia específica:

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m} = 1{,}445 \text{ kcal/kg .K}$$

Segunda conclusão

Considerando que o valor da entropia da água é igual a zero, quando ela se encontra no estado líquido a 0°C, conclui-se que o gelo tem entropia negativa, porque a partir do estado de referência a água perde calor para congelar e, dessa maneira, a sua entropia diminui. Pode-se, então, estabelecer uma relação entre o grau de liberdade das partículas de um fluido e o valor da sua entropia. Quando o gelo se transforma em líquido, as partículas ganham um grau maior de liberdade, o qual pode ser quantificado por meio do valor da entropia.

Da mesma maneira, quando a água se transforma em vapor, cada quilograma sofre um aumento de entropia de 1,445 kcal/kg.K, conforme mostra o Exemplo 2.3. Esse número está associado a um determinado grau de liberdade das partículas da água, sendo esse valor maior que o da água no estado líquido.

A entropia é, portanto, uma grandeza associada com o grau de liberdade de um sistema qualquer, seja ele termodinâmico, mecânico, ambiental, social etc. Para cada sistema, é possível associar um número que representa a entropia, medido a partir de um estado de referência, representando o grau de liberdade que ele possui.

A definição matemática de entropia, apresentada neste estudo, foi feita somente para a termodinâmica, pois envolve atrito e trocas de calor, que são as grandezas presentes em quase todos os fenômenos abordados pela termodinâmica.

2.3.4 Entropia como Propriedade de Estado

Uma grandeza física é considerada uma propriedade de estado quando, ao lado de uma outra, define o estado de uma substância. Adotemos como exemplo a água sujeita à pressão de 1 atmosfera. A sua temperatura pode variar de 0°C a 100°C, passando por uma infinidade de situações intermediárias. Cada situação representa um estado, o qual é definido por duas propriedades independentes: pressão e temperatura. A entropia, assumindo valores diferentes, em cada uma dessas situações, pode definir o estado da água desde que esteja associada à pressão ou à temperatura.

Quando se afirma que a entropia da água é igual a zero e que a pressão é de 1 atmosfera, pode-se concluir que o estado da água já está perfeitamente determinado, pois nessa situação a temperatura só pode ser igual a zero. De acordo com a segunda conclusão do item 2.3.3, a água no estado sólido tem entropia negativa porque, a partir do estado-padrão de entropia nula, a água perde calor para atingir o estado sólido. Da mesma maneira, podemos afirmar que a água no estado líquido a uma temperatura acima de 0°C tem entropia positiva por causa da adição do calor.

No Exemplo 2.2 calculou-se a entropia de 1 kg de água no estado líquido a 100°C e encontrou-se o valor s_L = 0,312 kcal/kg.K, admitindo-se que a pressão que atua sobre a superfície líquida seja de 1 atm. Neste caso, a água se encontra a ponto de iniciar a vaporização e seu estado é definido como líquido saturado. Podemos então afirmar que a água no estado líquido saturado é definida pela pressão de 1 atm e pela entropia s_L = 0,312 kcal/kg.K. Qualquer valor de entropia entre 0 e 0,312 indica que a água se encontra no estado líquido sub-resfriado nessa pressão.

No Exemplo 2.3 calculou-se a variação da entropia de 1 kg de água, passando de líquido saturado para vapor saturado, na mesma temperatura. O valor encontrado foi Δs = 1,445 kcal/kg.K, que indica que o vapor de água no estado saturado, a 1 atmosfera, tem entropia s_V = 0,312 + 1,445, ou seja:

$$s_V = 1{,}757 \frac{\text{kcal}}{\text{kg.K}}$$

O vapor saturado fica perfeitamente definido por duas propriedades: pressão p = 1 atm e entropia s_V = 1,757 kcal/kg.K. Pode-se então afirmar que um quilograma de água, parcialmente vaporizada, sujeita à pressão de 1 atm, tem entropia variando no intervalo $0{,}312 \leq s \leq 1{,}757$, dependendo da quantidade de vapor formado, em relação à massa total inicial de líquido.

A tabela abaixo mostra como os valores da entropia variam associados com o estado do líquido, para a pressão de 1 atmosfera.

Valor da entropia	Estado
$s < 0$	sólido
$s = 0$	líquido a 0°C
$0 < s < 0{,}312$	líquido a $0 < t < 100$°C
$s = 0{,}312$	líquido saturado a 100°C
$0{,}312 < s < 1{,}757$	líquido e vapor a 100°C
$s = 1{,}757$	vapor saturado a 100°C
$s > 1{,}757$	vapor superaquecido a mais de 100°C

Pela tabela anterior, pode-se avaliar a importância da entropia quando se deseja definir o estado de uma substância. Observa-se que a pressão e a entropia definem perfeitamente a situação da água, sem necessidade de uma outra propriedade. Esta é uma conclusão importante que demonstra que a entropia é uma propriedade de estado. Essa propriedade é útil na solução de muitos problemas de termodinâmica. Os valores da entropia para várias substâncias são tabelados em função da pressão e da temperatura.

2.4 Energia Interna

Um sistema termodinâmico envolve três formas de energia, relacionadas com a velocidade, com a posição em relação a um plano de referência e com a temperatura. A Figura 2.5 apresenta um fluido escoando por um sistema termodinâmico em forma de tubo no qual uma partícula de massa m, situada a uma cota z e sujeita à temperatura t, movimenta-se com velocidade V. A energia cinética dessa massa é representada por $mV^2/2$ e a energia potencial de posição é definida por mgz, onde z é a distância do seu centro de gravidade até um plano horizontal de referência (PHR).

Admitindo-se que o sistema receba calor externo, as energias cinética e potencial de posição permanecem inalteradas. Este fato indica que uma outra forma de energia, relacionada com a troca de calor, deve ser alterada dentro do sistema. Essa forma de energia denomina-se *energia interna*, estando a sua variação relacionada com as alterações que ocorrem na temperatura interna do sistema.

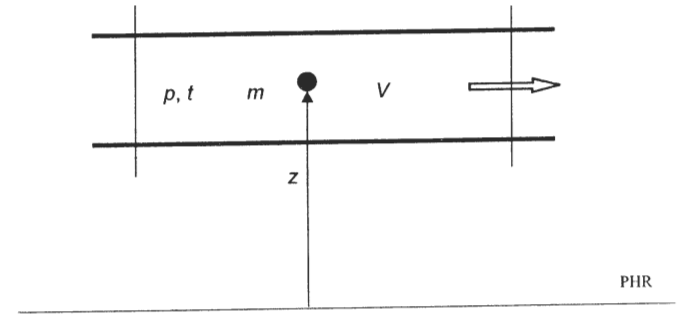


Figura 2.5

A energia interna não tem valor absoluto e, tal como a entropia, depende de um estado-padrão, no qual se convenciona que o seu valor é nulo. A energia interna é representada por $U = m \cdot u$, onde u é a energia interna específica, medida em kcal/kg ou em kJ/kg, e U é a energia interna total de um sistema de massa m.

2.4.1 Escala de Energia Interna

Na determinação dos valores da energia interna, cada substância tem um estado de referência, no qual seu valor, adotado por convenção, é nulo. Para a água, adotou-se o estado líquido a 0°C, sob pressão de 1 atmosfera. A partir desse valor, quando a água recebe calor, a sua energia interna aumenta e, quando perde calor, a sua energia interna

diminui. A partir desse estado, pode-se estabelecer uma escala de energia interna considerando que a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de uma massa unitária de água é igual à variação da energia interna dessa água. Essa igualdade é garantida pelo princípio da conservação da energia, pois a quantidade de energia que entra no sistema, representada pelo calor, deve ser igual à variação de energia que ocorre dentro dele. Como o calor não provoca o aumento da energia cinética nem da energia potencial da água, conclui-se que é convertido totalmente em um aumento na energia interna, sendo esta relacionada com o aumento de temperatura.

Exemplo 2.4

Calcular a energia interna de uma massa unitária de água que se encontra sujeita à temperatura de 85°C. O calor necessário para aquecer essa água é calculado por meio da equação $Q = m \,.\, c \,.\, (t_{85} - t_0)$.
Considerando que esse calor é igual à variação da energia interna que ocorre dentro do sistema, pode-se estabelecer a igualdade:

$$m \,.\, (u_{85} - u_0) = \mathrm{m} \,.\, c \,.\, (t_{85} - t_0) \text{ ou}$$

$$u_{85} - u_0 = c \,.\, (t_{85} - t_0) \text{ ou ainda}$$

$$u_{85} = c \,.\, (t_{85} - t_0) + u_0$$

Lembrando que a água tem energia interna nula, quando se encontra a 0°C no estado líquido e que a constante c representa o calor sensível da água, valendo aproximadamente 1 kcal/kg.°C, dessa equação resulta:

$$u_{85} = \mathrm{c} \,.\, t_{85} \text{ ou}$$

$$u_{85} = 85 \text{ kcal/kg}$$

Conclusão:
A energia interna da água, medida em kcal/kg, é numericamente igual ao número que mede a sua temperatura, na escala Celsius. Esta conclusão somente ocorre no intervalo em que o calor sensível da água se aproxima do valor unitário.

2.5 Entalpia

Na Figura 2.6, observa-se que mais de uma forma de energia está presente no fluido que passa pela tubulação, pois no tubo vertical a água sobe até uma altura H, indicando a presença de um trabalho relacionado com a pressão. Pode-se, portanto, afirmar que essa forma de energia equivale ao trabalho necessário para elevar a massa m de água até a altura H, o que é calculado por meio da equação $W_{pr} = m \,.\, g \,.\, H$.

A altura H está relacionada com a pressão, por meio da lei de Stevin, a qual estabelece que a pressão é igual ao produto da densidade (ou massa específica) do fluido ρ pela aceleração da gravidade g e pela altura H.

$$p = \rho \,.\, g \,.\, H$$

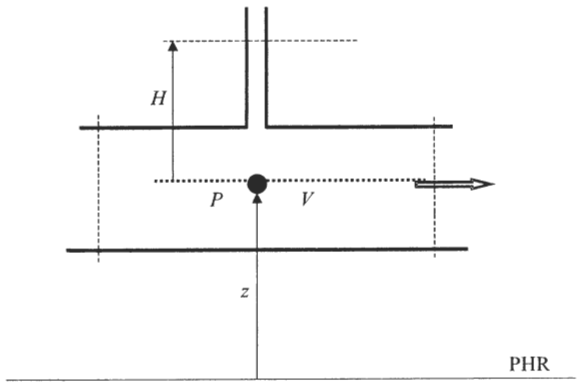


Figura 2.6

Na termodinâmica, utiliza-se com mais freqüência o volume específico, que é definido como o inverso da densidade. Dessa maneira, a lei de Stevin pode ser representada por $p = g \,.\, H/v$, de onde resulta $H = p \,.\, v/g$.

Dessa maneira, o trabalho realizado pela pressão é calculado por meio da equação:

$$W_{pr} = m \,.\, p \,.\, v$$

Consideremos então as formas de energia presentes no fluido em movimento, representadas pela equação abaixo:

$$E_T = m \,.\, (V^2/2 + gz + u + pv)$$

Nessa soma de energias, as únicas que existem sempre, em qualquer situação, são a energia interna, devido à temperatura do fluido, e a energia relacionada com a pressão. Tendo-se em vista isso, resolveu-se agrupar essas duas formas e batizá-las com o nome de *entalpia.*

Pode-se afirmar, portanto, que a entalpia é a propriedade termodinâmica que representa as energias relacionadas com a pressão e com a temperatura de um sistema.

$$h = u + \frac{p \,.\, v}{427}$$

u = energia interna por unidade de massa, medida em kcal/kg
p = pressão absoluta do fluido, medida em kgf/m^2
v = volume específico do fluido, medido em m^3/kg

O produto $p.v$, de acordo com as unidades acima, é medido em kgf.m/kg. O número 427 representa a transformação de kgf.m em kcal, para que se possa efetuar a soma da energia interna u com o produto $p.v$.

Os valores da entalpia, no estado saturado, são tabelados para cada substância em função da pressão. A entalpia do líquido saturado é representada por h_L e a do vapor saturado, por h_V. A diferença entre entalpias do vapor e do líquido, ambos saturados ($h_V - h_L$), encontra-se também tabelada, pois representa o calor latente de vaporização da substância. No estado superaquecido, a entalpia é tabelada em função da pressão e da temperatura.

No vapor que sai de uma caldeira, a soma das energias internas fornecidas pela bomba e pelo calor que transformou o líquido em vapor superaquecido é quantificada por meio da entalpia. Considerando-se que a entalpia é a propriedade termodinâmica que contém as formas de energia resultantes da temperatura e da pressão de um fluido, quando se eleva a pressão ou a temperatura de um fluido, o valor da sua entalpia aumenta.

Exemplo 2.5

Calcular a entalpia de 1 kg de água no estado líquido a 85°C, sob pressão de 1 atm. Sabe-se que, nesse estado, a energia interna da água é aproximadamente igual à sua temperatura, na escala Celsius.

$$p = 1 \text{ atm} = 1{,}033 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 10.330 \text{ kgf/m}^2$$

$$v = 0{,}001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{85} = u_{85} + pv$$

$$h_{85} = 85 + \frac{1{,}033 \times 10^4 \times 0{,}001}{427}$$

$$h_{85} = 85{,}02 \text{ kcal/kg}$$

Observação: A entalpia da água no estado líquido, para baixos valores de pressão, é aproximada-mente igual à sua temperatura, sendo esta medida na escala Celsius. A maioria das tabelas não apresenta os valores da entalpia no líquido sub-resfriado. Neste caso, pode-se, então, aplicar a igualdade acima especificada, sem incorrer em erros significativos.

CAPÍTULO 7

2º Princípio da Termodinâmica

A lei que estabelece a conservação da energia não é suficiente para explicar os fenômenos básicos da termodinâmica. Ela estabelece a equivalência entre calor e trabalho, mas não indica, por exemplo, qual a quantidade de calor de uma máquina térmica que pode ser transformada em trabalho. Pela equação do primeiro princípio, matematicamente podemos encontrar uma situação em que resulte $Q_e = W_s$, admitindo-se nulos os demais termos da equação. Na prática, a lei da conservação da energia e a equivalência entre calor e trabalho sofrem algumas restrições, enunciadas na forma de uma segunda lei da termodinâmica. A equação $Q_e = W_s$ indica que uma máquina térmica recebe calor Q_e e o transforma totalmente em trabalho W_s. Veremos mais adiante que isso não é possível e que essa impossibilidade deu origem a uma segunda lei da termodinâmica.

Por outro lado colocando-se dois corpos em contato, com temperaturas diferentes, logicamente passa calor de um corpo para outro no sentido decrescente das temperaturas, e a quantidade de calor cedida por um corpo é igual à que o outro recebe. Embora pareça lógico o fato de haver transferência espontânea de calor do corpo mais quente para o corpo mais frio, ele serve de base também para um dos enunciados da segunda lei.

7.1 Enunciado de Planck-Kelvin

"É impossível admitir-se uma máquina térmica que produza trabalho trocando calor com uma única fonte. A máquina recebe calor de uma fonte quente, transforma uma parte desse calor em trabalho e transfere a diferença para uma fonte fria."

Definindo-se o rendimento de uma máquina térmica como o quociente entre o trabalho produzido e o calor gasto, concluímos que o seu valor nunca pode ser igual a 100%. Tomemos a equação 6.9 em um processo ciclíco a um sistema fechado em transformação cíclica. Supondo que ela seja aplicada a uma máquina que transforma calor em trabalho, este é representado por W_s e o trabalho W_e pode ser o de uma bomba necessária para o funcionamento do sistema. O trabalho efetivo produzido pelo sistema é $W_s - W_e$. Da equação 6.9, $Q_e + W_e = Q_s + W_s$, vem que:

$$W_s - W_e = Q_e - Q_s$$

Isso indica que o trabalho efetivo produzido pela máquina é menor que o calor Q_1 gasto, isto é $W_e - W_s < Q_e$. Da definição de rendimento resulta:

$$\eta = \frac{W_e - W_s}{Q_e} < 1$$

A Figura 7.1 representa duas fontes de calor sujeitas às temperaturas t_1 e t_2. Entre as duas fontes está instalada uma máquina cíclica que recebe o calor Q_e da fonte quente, transforma uma parte do calor em trabalho W_s e transfere o calor Q_s para uma fonte fria.

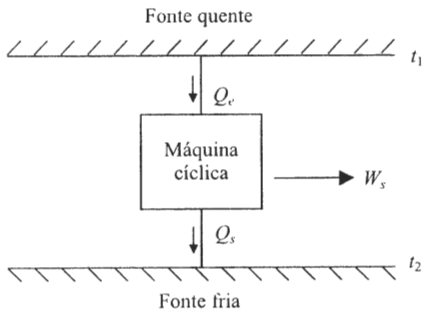


Figura 7.1

Vejamos um exemplo prático de uma máquina cíclica na qual podemos verificar a observância da segunda lei. Suponhamos que a fonte quente seja uma caldeira que produz vapor a uma temperatura t_1. O vapor é transferido para uma turbina que aproveita a sua energia para transformá-la parcialmente em trabalho, o qual pode ser medido no eixo da turbina. O vapor que sai da turbina deve retornar à caldeira fechando o ciclo. A caldeira tem pressão elevada e o vapor que sai da turbina tem pressão reduzida. Antes de se efetuar a compressão desse vapor, ele deve ser liquefeito, e isso implica retirada de calor. Portanto, para se completar o ciclo deve-se instalar um condensador e uma bomba, situados entre a saída da turbina e a entrada da caldeira, conforme indica a Figura 7.2.

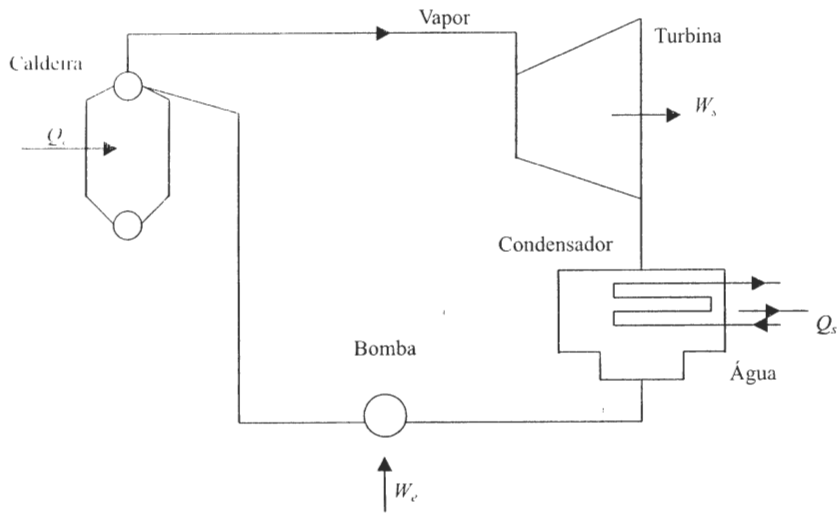


Figura 7.2

A finalidade da máquina cíclica da Figura 7.2 é produzir um trabalho W_s através de uma turbina, para movimentar um gerador. O vapor forma-se à custa da quantidade Q_e de calor que é transferida na caldeira.

Considerando-se como sistema o volume interno dos quatro equipamentos e das tubulações que compõem o ciclo acima, concluímos que se trata de um sistema fechado e que o fluido que se movimenta dentro dele passa por uma transformação cíclica. A transformação é cíclica e o regime é permanente, desde que em todos os pontos do sistema as propriedades do fluido permaneçam constantes. Tomemos, por exemplo, o líquido que passa pela caldeira e se transforma em vapor na pressão p_1 e na temperatura t_1. Esse vapor, ao passar pela turbina, realiza um trabalho W_s, ao passar pelo condensador perde uma quantidade Q_s de calor e ao passar pela bomba recebe, pela compressão, um trabalho W_e. Voltando para a caldeira, esse líquido recebe o calor Q_e e se transforma novamente em vapor no mesmo estado p_1, t_1. Dessa maneira, funcionando em regime permanente, o sistema recebe as energias W_e e Q_e e cede para o meio as energias W_s e Q_s. De acordo com o princípio da conservação da energia, podemos afirmar que $Q_e + W_e = Q_s + W_s$, que nada mais é do que a equação 6.9 do sistema fechado em transformação cíclica.

Por esse exemplo verificamos que, em uma máquina cíclica destinada a transformar calor em trabalho, é inevitável a perda de calor para uma fonte fria. Neste caso, a fonte fria é a água que circula no condensador e retira do vapor o calor Q_s. Em outras palavras, não é possível transformar calor em trabalho em uma máquina cíclica com um rendimento de 100%. Veremos mais adiante que o rendimento de uma máquina térmica fica longe do valor acima.

7.2 Enunciado de Clausius

"É impossível admitir-se uma máquina cíclica que transfere calor de uma fonte fria para uma fonte quente sem que ela se movimente à custa de um trabalho externo."

Isso equivale a dizer que o calor passa espontaneamente de uma fonte quente para uma fonte fria, mas o fluxo de calor em sentido contrário necessita de energia para levá-lo até um potencial mais alto. Uma analogia pode ser feita com a água que se movimenta livremente de um ponto alto para um ponto mais baixo. Para que a água retorne ao ponto elevado é necessário que ela passe por uma bomba. Por essa razão denomina-se *bomba de calor* um conjunto de equipamentos destinados a transferir o calor de uma fonte fria para uma fonte quente.

Em outras palavras, uma bomba de calor nada mais é do que uma geladeira, na qual a fonte fria é a parte interna e a fonte quente é o ar atmosférico que a envolve. O trabalho produzido pelo compressor é o trabalho externo citado no enunciado de Clausius.

A Figura 7.3. representa duas fontes de calor a temperaturas diferentes entre as quais está instalada uma máquina cíclica que retira o calor da fonte fria e o transfere para a fonte quente.

Vejamos em um esquema simplificado como funciona uma geladeira, para podermos exemplificar o enunciado de Clausius.

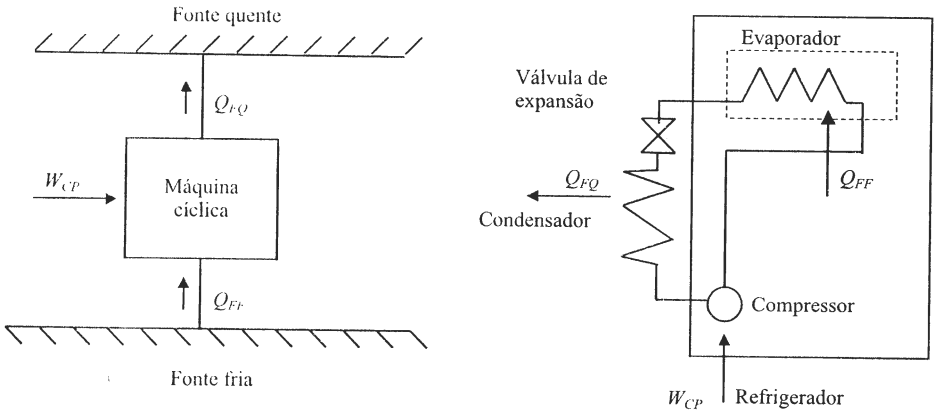


Figura 7.3

Um sistema de refrigeração é composto basicamente por quatro equipamentos: uma válvula de expansão, um trocador de calor (evaporador) que retira o calor da fonte fria, um compressor e um trocador de calor (condensador) que transfere o calor para a fonte quente. A Figura 7.4. representa as partes de um refrigerador e as energias transferidas em um ciclo. O processo por meio do qual o calor é retirado de uma fonte e transferido para a outra não importa no momento.

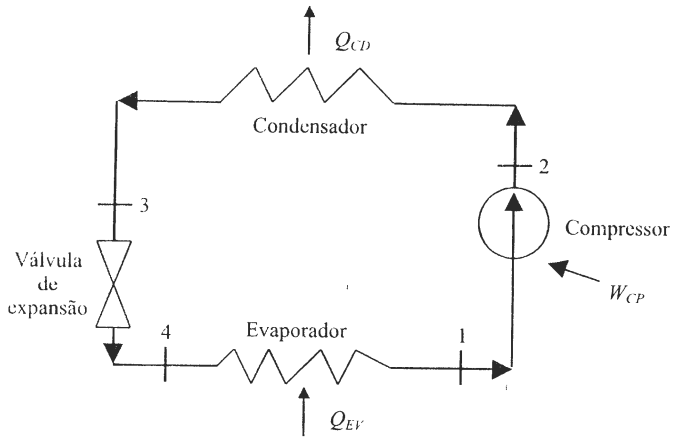


Figura 7.4

Por enquanto, basta que entendamos que um fluido percorre o sistema fechado composto pelas quatro partes do sistema de refrigeração produzindo as trocas de calor e trabalho com o meio que o envolve. Ao passar por uma válvula de expansão, o líquido cria condições para retirar o calor das partes internas do refrigerador. O processo que ocorre em uma válvula de expansão de uma geladeira é o mesmo do GLP (gás liquefeito de petróleo) que escapa quando se faz a sua adaptação em um fogão doméstico. Percebe-se

que o gás que sai do botijão está em uma temperatura muito abaixo daquela do ambiente. Da mesma maneira, o fluido utilizado em uma geladeira encontra-se no estado líquido saturado (estado 3 do diagrama *T.s*) e, ao passar pela válvula de expansão, tem a sua temperatura bruscamente reduzida para patamares abaixo da temperatura ambiente (ponto 4 do diagrama *T.s*). Nesse estado, o fluido parcialmente gasoso entra nos tubos do congelador, extraindo o calor do interior da geladeira. Desse modo, ficam estabelecidas as condições para a vaporização total do fluido, passando do estado 4 para o estado 1, conforme mostra a Figura 7.5.

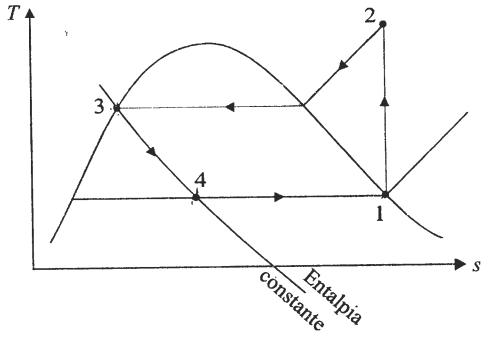


Figura 7.5

O compressor tem a função de elevar novamente a pressão, para viabilizar a repetição do ciclo. Na Figura 7.5 o processo 1 → 2 representa a compressão do gás, com o aumento de sua temperatura. O retorno desse gás para o estado original implica sua condensação a pressão constante. Esse processo ocorre naquilo que se conhece como radiador de uma geladeira. Dentro dele o gás sofre resfriamento e condensação, retornando ao estado líquido saturado para iniciar um novo ciclo.

Através do condensador, o calor retirado do interior da geladeira (fonte fria) é transferido para o ambiente externo, denominado fonte quente. Para que isso ocorra, é necessário o fornecimento de um trabalho.

O fluido parte do ponto (4), definido por p_4 e t_4, recebe o calor Q_{EV} no evaporador, recebe o trabalho W_{CP} no compressor e rejeita o calor Q_{CD} no condensador, voltando novamente ao estado (4). Temos então um sistema fechado em transformação cíclica. Aplica-se, neste caso, a equação 6.9, na qual o trabalho W_2 não comparece, neste sistema.

Resulta da equação 6.9

$$Q_{EV} + W_{CP} = Q_{CD}$$

isto é, o calor que um refrigerador transfere para o ambiente é igual ao calor que ele retira do seu interior somado ao trabalho utilizado na compressão do gás.

Denomina-se de coeficiente de eficácia de um sistema de refrigeração o quociente entre o calor retirado da fonte fria Q_e e o trabalho necessário para o seu funcionamento W_e.

$$\beta = \frac{Q_e}{W_e} = \frac{Q_{EV}}{W_{CP}}$$

Esse número indica quanto calor se retira do interior de uma geladeira por unidade de trabalho gasto para fazê-la funcionar.

Quando se utiliza o calor enviado para o meio ambiente, através do radiador da geladeira, o sistema é entendido como uma bomba de calor. Neste caso, define-se o coeficiente de eficiência ao quociente entre o calor transmitido para a fonte quente e o trabalho consumido pelo sistema:

$$\beta' = \frac{Q_{CD}}{W_{CP}}$$

7.3 Equivalência entre os Enunciados

Embora aparentemente os enunciados de Planck-Kelvin e Clausius sejam diferentes, podemos provar que os dois são equivalentes. Vamos admitir que um deles não seja válido e vamos então concluir a não-validade do outro. Se isso acontecer, estaremos provando a equivalência entre os dois enunciados.

Tomemos um bomba de calor funcionando ciclicamente, sem necessidade de um trabalho externo. Então estamos admitindo um sistema que contradiz o enunciado de Clausius. Suponhamos que o calor enviado para a fonte quente por essa bomba (A) seja utilizado para movimentar uma máquina cíclica (B), conforme indica a Figura 7.6. Suponhamos ainda que os dois sistemas estejam entre fontes de mesma temperatura T_1 e T_2.

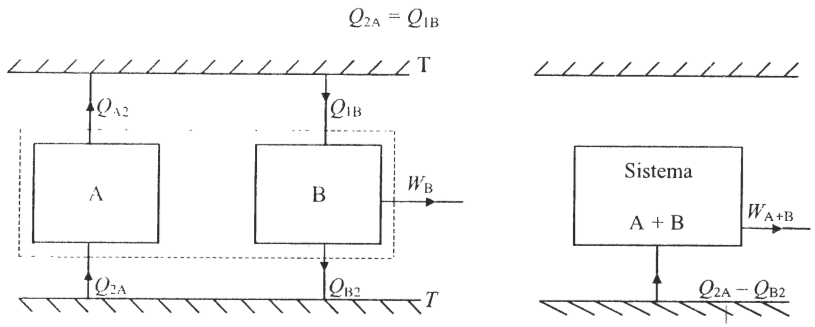


Figura 7.6

Sendo A e B sistemas cíclicos, o sistema constituído pelo conjunto formado por A e B também será cíclico. Vejamos então as transferências de calor e trabalho efetuadas pelo sistema (A + B) representado na Figura 7.5. Sendo $Q_{A2} = Q_{1B}$, o sistema (A + B) não troca calor com a fonte quente. Por outro lado, o sistema (A + B) produz um trabalho W_{A+B} e troca o calor $Q_{2A} - Q_{B2}$ com a fonte fria. Verifiquemos qual o sentido do calor trocado:

$$Q_{2A} = Q_{A2} = Q_{1B} = Q_{B2} + W_B \qquad Q_{1A} = Q_{B2} + W_B \quad \therefore \quad Q_{1A} > Q_{B2}$$

Concluímos que o fluxo é da fonte fria para o sistema (A + B). Temos então um sistema cíclico que recebe calor de uma só fonte ($Q_{2A} - Q_{B2}$) e o transforma totalmente em trabalho W_{A+B}. Isso contradiz o enunciado de Planck-Kelvin e, para se chegar a essa

conclusão, foi necessário contradizer o enunciado de Clausius. Fica, desse modo, provado que há uma equivalência entre os dois enunciados.

Podemos também admitir uma máquina que contradiz o enunciado de Planck-Kelvin e a partir disso chegar a uma contradição do enunciado de Clausius.

7.4 Ciclo de Carnot

Já vimos, como exemplo do segundo princípio da termodinâmica, um ciclo constituído por uma caldeira, uma turbina, um condensador e uma bomba, ligados em série, com a finalidade de transformar calor em trabalho. Suponhamos que a água saia da bomba e entre na caldeira no estado líquido saturado e que todos os processos desse ciclo sejam reversíveis. Temos, então, um processo isotérmico na caldeira e no condensador, pois trata-se de evaporação e condensação a pressão constante. Na bomba e na turbina o processo é isoentrópico, porque não há troca de calor, e é reversível. Vamos representar os quatro estados desse ciclo em um diagrama *T.s* na Figura 7.7.

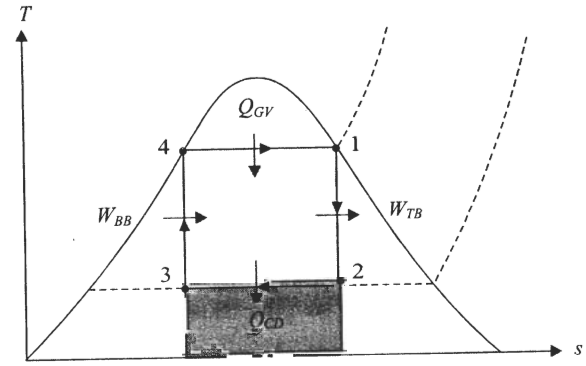


Figura 7.7

O ciclo assim constituído é denominado ciclo de Carnot, que é o teórico, porque todos os seus processos são reversíveis. Entretanto, a sua importância está na utilidade para a definição de alguns conceitos fundamentais da termodinâmica. Uma escala absoluta de temperatura pode ser definida com o auxílio de uma máquina que funciona segundo o ciclo de Carnot.

7.5 Temperatura Termodinâmica Absoluta

A definição da temperatura absoluta está ligada às leis fundamentais da termodinâmica. A temperatura zero na escala absoluta deve representar um limite para a validade dessas leis. O segundo princípio afirma que uma máquina cíclica deve sempre receber calor de uma fonte quente e ceder calor para uma fonte fria para poder realizar algum trabalho. Em outras palavras, o seu rendimento é sempre inferior ao total, que seria 100%. Teoricamente podemos pensar em uma máquina de Carnot com rendimento cada vez maior até se

aproximar do total. No limite, teríamos uma máquina que transformaria totalmente calor em trabalho e nela o calor cedido à fonte fria seria nulo.

Vejamos qual a relação entre o calor perdido e a temperatura da fonte fria de um ciclo de Carnot. Pela definição da entropia podemos escrever:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \qquad \delta Q = T \,.\, dS$$

O calor trocado no condensador pode ser calculado por meio da fórmula $Q_{CD} = \int_2^3 T \,.\, ds$, conforme indica a Figura 7.7.

$$\boxed{Q_{CD} = T_{CD}\,(S_2 - S_3)}$$

Isso indica que a área abaixo da temperatura T_2 do diagrama $T.s$ representa o calor perdido pelo ciclo através do condensador. Pela equação acima conclui-se que a redução da temperatura de condensação e, portanto, da fonte fria reduz também a perda de calor em um ciclo de Carnot. Portanto, reduzindo-se a temperatura da fonte fria, eleva-se o rendimento do ciclo. No limite, quando adotarmos $T_2 = 0$ teremos uma máquina cíclica que transforma calor em trabalho, sem rejeitar calor.

A hipótese acima implicaria uma contradição ao enunciado do segundo princípio. Pelo que foi exposto conclui-se que o zero absoluto deve ser uma temperatura limite para as leis da termodinâmica. De acordo com a Figura 7.7, pode-se concluir:

$$\frac{T_{CD}}{T_{GV}} = \frac{Q_{CD}}{Q_{GV}} \tag{7.1}$$

O rendimento do ciclo de Carnot pode ser representado, então, em função das temperaturas absolutas.

$$\boxed{\eta_C = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_{GV}} \qquad \eta_C = 1 - \frac{T_{CD}}{T_{GV}}} \tag{7.2}$$

Quando $Q_{CD} = 0$ temos também $T_{CD} = 0$ e resulta $\eta_C = 1$.

7.6 Determinação do Zero Absoluto

Conhecendo-se as condições de funcionamento de uma máquina que opera de acordo com o ciclo de Carnot, podemos determinar a equivalência entre as temperaturas medidas na escala absoluta e relativa. Vamos imaginar uma máquina que produza trabalho trocando calor com uma fonte quente (FQ) e uma fonte fria (FF), cujas temperaturas sejam $t_{FQ} = 200°C$ e $t_{FF} = 40°C$. As quantidades de calor trocadas podem ser determinadas experimentalmente. Suponhamos que elas sejam respectivamente $Q_{GV} = 900$ kcal e $Q_{CD} = 593$ kcal. Calculemos o rendimento do ciclo de Carnot:

$$\eta_C = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_{GV}} = 1 - \frac{593}{900} = 1 - 0{,}66$$

$$\eta_C = 0{,}34$$

Por outro lado, vimos que o rendimento pode ser calculado por meio das temperaturas absolutas das duas fontes.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FQ}}$$

Chamemos de x o número que deve ser somado a uma temperatura na escala relativa para atingir a escala absoluta.

$$T_{FF} = t_{FF} + xT_{FQ} = t_{FQ} + x$$

$$\eta_C = 1 - \frac{t_{FF} + x}{t_{FQ} + x} = 0{,}34$$

$$t_{FQ} + x - t_{FF} - x = 0{,}34\,(t_{FQ} + x)$$

$$200 - 40 = 0{,}34\,(200 + x)$$

$$x = \frac{160 - 68}{0{,}34} = \frac{92}{0{,}34} = 273$$

Portanto,

$$T_{FQ} = 200 + 273 = 473$$

$$T_{FF} = 40 + 273 = 313$$

A escala de temperatura assim definida chama-se escala Kelvin e o grau zero dessa escala tira-se de:

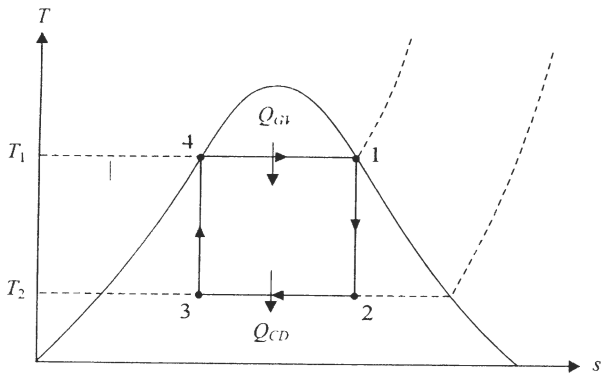
$$T_0 = t_0 + 273 = 0$$

$$t_0 = -273°C$$

7.7 Desigualdade de Clausius

No ciclo representado pelo diagrama $T.s$ da Figura 7.8 os processos 1-2 e 3-4 são adiabáticos e reversíveis, e os processos 2-3 e 4-1 são isotérmicos, efetuando-se nestes as trocas de calor do ciclo. No processo 4-1 o sistema recebe calor na caldeira que transforma o líquido em vapor, em um processo a uma temperatura constante T_1.

No processo 2-3 o sistema cede calor através do condensador à temperatura constante T_2. Vamos atribuir ao calor Q_{GV} o sinal positivo e ao calor Q_{CD} o sinal negativo, e calculemos a somatória das quantidades de calor trocadas pelo ciclo, divididas pelas respectivas temperaturas absolutas.



$$\sum \frac{Q_i}{T_i} = \frac{Q_{GV}}{T_1} - \frac{Q_{CD}}{T_2}$$

Figura 7.8

Pela definição da temperatura absoluta, a partir do ciclo de Carnot, que é reversível, temos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{Q_{CD}}{Q_{GV}} \qquad \frac{Q_{CD}}{T_2} = \frac{Q_{GV}}{T_1} \qquad \frac{Q_{GV}}{T_1} - \frac{Q_{CD}}{T_2} = 0$$

Portanto, em um processo reversível temos sempre

$$\boxed{\sum \left(\frac{Q_i}{T_i} \right)_{\text{rev.}} = 0}$$

Se uma das partes do ciclo for irreversível, o ciclo também se torna irreversível. Vejamos quanto deve ser $\sum Q_i / T_i$ em um ciclo nesta nova condição.

Uma turbina real é irreversível. O vapor que passa dentro dela o faz com velocidade muito alta, provocando a transformação de uma parte de sua energia em calor devido ao atrito. O trabalho que ela produz naturalmente é menor do que aquele de uma turbina ideal. Conseqüentemente, o vapor, ao sair da turbina, deve ter acumulado uma quantidade maior de energia, correspondente ao trabalho que deixou de produzir.

Analisando-se o diagrama *T.s* da Figura 7.9 devemos concluir que o ponto 2 deve estar mais para a direita, o que corresponde a um título maior. O calor gerado pelo atrito provoca a vaporização das partículas de líquido que acompanham o vapor.

A diferença de energia que corresponde ao trabalho da turbina será perdida no condensador pelo vapor que se condensa. Por outro lado, a quantidade de calor na caldeira também não se altera, porque a irreversibilidade da turbina provoca a alteração somente do ponto 2.

O ponto $2T$ indica as condições teóricas (reversíveis) e o ponto $2R$ indica as condições reais (irreversíveis). A área cinza-escuro representa o calor teórico que sai do condensador e a área cinza-claro representa o acréscimo de calor perdido.

$$Q_{CD(\text{real})} > Q_{CD(\text{teórico})}$$

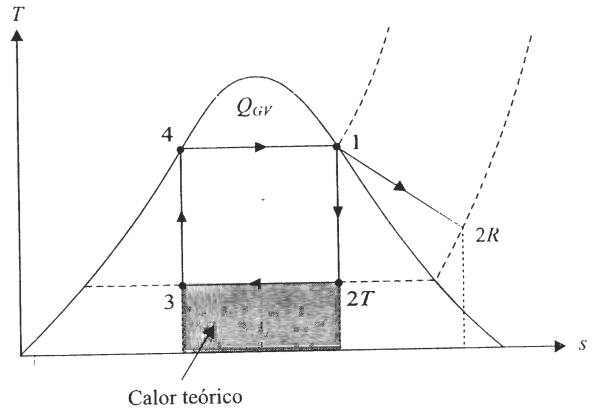


Figura 7.9

Se efetuarmos novamente a somatória das quantidades de calor divididas pelas respectivas temperaturas e compararmos com a do ciclo reversível, concluímos que, neste caso, ela deve ser negativa. As temperaturas são as mesmas e o calor negativo aumentou, portanto

$$\boxed{\sum \left(\frac{Q_i}{T_i} \right)_{\text{irrev.}} < 0}$$

Se, em lugar de uma troca de calor isotérmica, a temperatura for variável, podemos supor que a cada temperatura T corresponde uma quantidade dQ elementar de calor. Em lugar da somatória, teremos uma integral.

Resulta então:

$$\boxed{\oint \frac{dQ}{T} \leq 0} \qquad (7.3)$$

Essa é a expressão da desigualdade de Clausius, que é igual a zero para um ciclo reversível e menor que zero para um irreversível.

7.8 Entropia como Propriedade de Estado

A partir da desigualdade de Clausius podemos demonstrar que a entropia é uma propriedade de estado, isto é, a sua variação depende somente do estado inicial e final do processo.

A Figura 7.10 representa um processo A reversível por meio do qual um gás passa do estado 1 para o estado 2 trocando calor e trabalho com o meio. O processo B também é reversível e transforma o gás do estado 1 no estado 2. Nesse processo também pode haver troca de calor e trabalho com o meio.

O processo C é um processo qualquer reversível pelo qual o gás retorna ao estado 1.

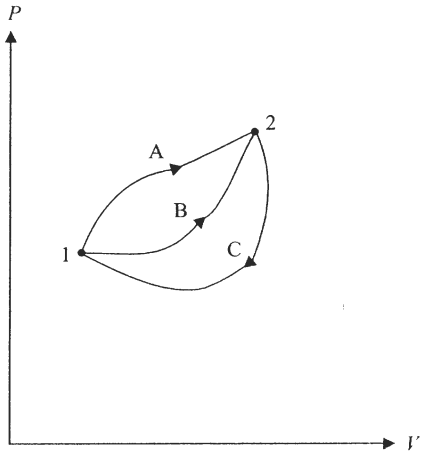


Figura 7.10

Temos então dois ciclos reversíveis, 1A2C1 e 1B2C1, nos quais podemos dizer que

$$\oint \frac{dQ}{T} = 0$$

Ciclo 1A2C1:

$$\int_{1A}^{2A} \frac{dQ}{T} + \int_{2C}^{1C} \frac{dQ}{T} = \oint \frac{dQ}{T} = 0 \qquad (1)$$

Ciclo 1B2C1:

$$\int_{1B}^{2B} \frac{dQ}{T} + \int_{2C}^{1C} \frac{dQ}{T} = \oint \frac{dQ}{T} = 0 \qquad (2)$$

Subtraindo-se (2) de (1), resulta:

$$\int_{1A}^{2A} \frac{dQ}{T} - \int_{1B}^{2B} \frac{dQ}{T} = 0$$

logo,

$$\int_{1A}^{2A} \frac{dQ}{T} = \int_{1B}^{2B} \frac{dQ}{T} = \text{cte} \qquad (7.4)$$

Já definimos a entropia como uma propriedade cuja variação é calculada em um processo reversível por meio da equação

$$\Delta S_1^2 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \qquad (7.5)$$

Pela equação 7.4 concluímos que o valor da integral $\int_1^2 \frac{dQ}{T}$ é o mesmo para qualquer processo A, B, C etc., porque todos são reversíveis. Portanto a entropia é uma propriedade de estado, isto é, a sua variação depende somente dos estados inicial e final e independe do processo A, B, C etc., de transformação, desde que todos sejam reversíveis.

7.9 Variação de Entropia em um Processo Irreversível

Quando queremos calcular a variação de entropia em um processo irreversível, não podemos aplicar a equação 7.5 porque ela é válida somente em um processo reversível. Entretanto, como a entropia é uma propriedade de estado, podemos calcular a sua variação entre os mesmos estados supondo que entre eles exista um ou mais processos reversíveis.

Tomemos como exemplo uma turbina real, portanto irreversível, mostrada na Figura 7.11.

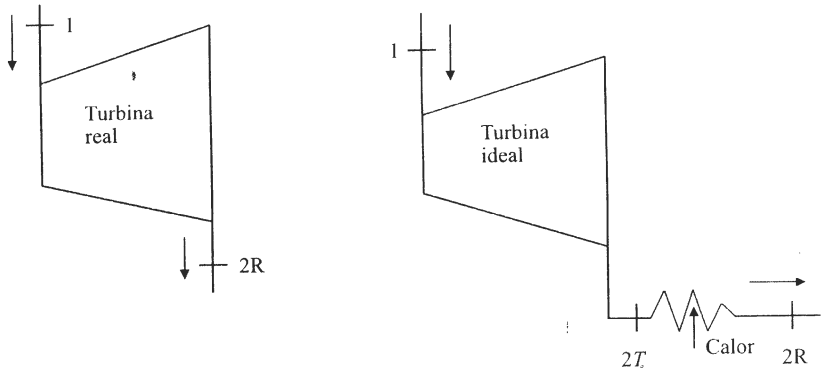


Figura 7.11

O vapor que passa por ela sofre a transformação 1 → 2R. O estado 2R poderia ser atingido por meio de dois processos reversíveis.

O processo 1 → 2R ocorre em uma turbina ideal, isto é, sem atrito e sem troca de calor. O vapor que sai da turbina teria, teoricamente, que ser aquecido para atingir o estado de saída da turbina real. Podemos então calcular a variação da entropia aplicando a equação 7.5 aos processos 1 → 2T e 2T → 2R.

$$\Delta S_1^{2R} = \int_1^{2T} \frac{dQ}{T} + \int_{2T}^{2R} \frac{dQ}{T}$$

Isso significa que a variação da entropia do processo (1-2R) será calculada por meio de duas parcelas: a primeira representa a equação da variação de entropia de vapor ao passar pela turbina em um processo reversível. Não havendo troca de calor pela carcaça da turbina ($dQ = 0$), não há variação de entropia, isto é:

$$\int_1^{2T} \frac{dQ}{T} = 0$$

Resta para o cálculo da variação de entropia a parcela abaixo, correspondente à transformação (2T → 2R). De acordo com a Figura 7.11 essa transformação corresponde a um aquecimento do vapor a pressão e temperatura constantes.

$$\Delta S_1^{2R} = \int_{2T}^{2R} \frac{dQ}{T}$$

$$\Delta S_1^{2R} = \frac{1}{T_2} \int_{2T}^{2R} dQ$$

$$\Delta S_1^{2R} = \frac{Q_{2T}^{2R}}{T_2}$$

Observação: O conceito de entropia em duas parcelas foi visto no Capítulo 2, item 2.3, no qual o calor é apresentado de duas formas: calor trocado com o meio externo e calor gerado pelo atrito.

Exemplo: Calcular a variação de entropia do vapor que passa por uma turbina real, sabendo que, se ele passar pela turbina ideal, deverá receber 50 kcal para atingir o mesmo estado da turbina real. O vapor entra na turbina saturado à pressão de 10 kgf/cm^2 e sai à pressão de 0,1 kgf/cm^2. A Figura 7.12 indica o caminho para a solução analítica do problema.

Solução:

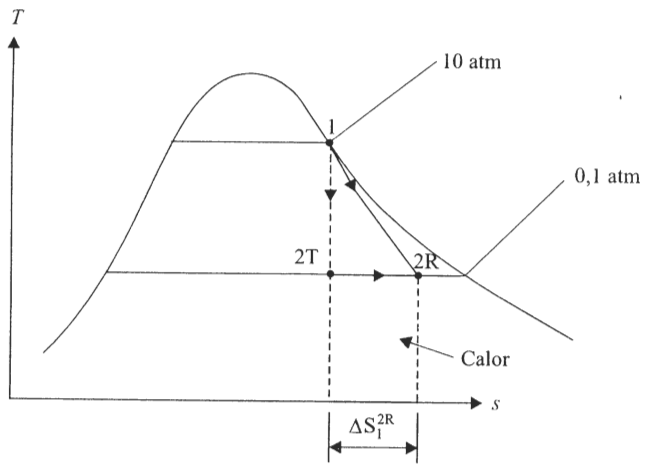


Figura 7.12

$$\Delta S_1^{2R} = \Delta S_1^{2T} + \Delta S_{2T}^{2R} = \int_1^{2T} \frac{dQ}{T} + \int_{2T}^{2R} \frac{dQ}{T}$$

Ao passar pela turbina, o vapor não transfere calor para fora. Portanto,

$$\int_1^{2T} \frac{dQ}{T} = 0$$

$$\int_{2T}^{2R} \frac{dQ}{T} = \frac{1}{T_{2T}} \int_{2T}^{2R} dQ$$

Da tabela de vapor obtém-se $t_{2T} = t_{2R} = 45{,}4°C$

$$T_{2T} = 45{,}4 + 273 = 318{,}4 \text{ K}$$

$$\int_{2T}^{2R} dQ = 50 \text{ kcal}$$

Portanto $\Delta S_1^{2R} = \dfrac{50}{318{,}4} = 0{,}157 \text{ kcal/K}$

7.10 Exercícios Resolvidos

7.10.1 Uma máquina térmica, operando em regime permanente, recebe 500 000 kcal/h de uma fonte quente e produz uma potência de 260 HP.
Calcular:

a) O fluxo de calor transferido para a fonte fria.
b) O rendimento térmico da máquina.
c) A variação de entropia que ocorre na fonte quente e na fonte fria, cujas temperaturas são, respectivamente, 400°C e 50°C.
d) A máquina térmica é de Carnot?

Solução:

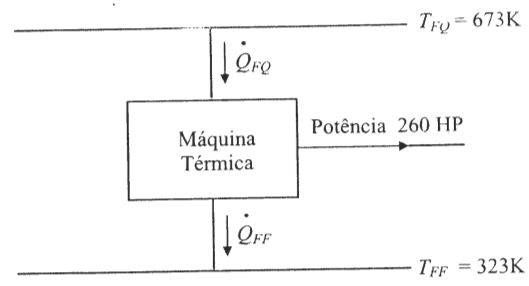


Figura 7.13

a) *Pela equação do primeiro princípio, pode-se afirmar que, em regime permanente:*

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{Q}_{FF} + \dot{W}_2$$

$$\dot{Q}_{FQ} = 500\,000 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{W}_2 = 260 \text{ HP} = 260 \times 640{,}8 = 166\,608 \text{ kcal/h}$$

Resulta:

$$\dot{Q}_r = \mathbf{333\,392\ kcal/h}$$

b) *Rendimento térmico da máquina*

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{FQ}} = \frac{166\,608}{500\,000} = 0{,}333 \qquad \eta = 33{,}3\%$$

ou

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{FQ} - \dot{Q}_{FF}}{\dot{Q}_{FQ}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{FF}}{\dot{Q}_{FQ}} = 1 - \frac{333\,392}{500\,000}$$

$$\eta = 33{,}3\%$$

c) *Variação da entropia*

1. fonte quente

$$\Delta S_{FQ} = \frac{\dot{Q}_{FQ}}{T_{FQ}} = -\frac{500\,000}{673} = -743 \text{ kcal/K.hora}$$

2. fonte fria

$$\Delta S_2 = \frac{\dot{Q}_{FF}}{T_{FF}} = +\frac{333\,392}{323} = 1\,032 \text{ kcal/K.hora.}$$

Observação: Na fonte quente a entropia diminui porque ela perde calor. É óbvio que na fonte fria a entropia aumenta. Observa-se também que, em virtude de o processo ser irreversível, a entropia do universo aumenta, pois a soma das duas variações de entropia é positiva: (1 032 – 743) – 289 kcal/K.hora.

d) Se a máquina térmica fosse de Carnot, o seu rendimento térmico seria:

$$\eta = \frac{T_{FQ} - T_{FF}}{T_{FQ}} = 1 - \frac{323}{673} = 0{,}52 \quad \text{ou} \quad 52\%$$

Portanto, a máquina térmica não opera segundo um ciclo de Carnot.

7.10.2 Verificar, por meio da desigualdade de Clausius, se é possível haver uma máquina cíclica que receba 2 000 kcal à temperatura de 470°C e produza um trabalho equivalente a 700 kcal. A máquina fornece para a fonte fria uma determinada quantidade de calor à temperatura de 70°C.

Solução:

A desigualdade de Clausius estabelece:

$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$, isto é, a somatória das quantidades de calor trocadas pela máquina, divididas pelas respectivas temperaturas absolutas é sempre menor ou igual a zero.

Calor recebido	$Q_1 = 2\,000$ kcal
Temperatura	$T_1 = 470 + 273 = 743$ K
Calor cedido	$Q_2 = Q_1 - W = 1\,300$ kcal
Temperatura	$T_2 = 70 + 273 = 343$ K

$$\sum \frac{Q}{T} = \frac{Q_1}{T} - \frac{Q_2}{T_2} - \frac{2000}{743} - \frac{1300}{343}$$

$$\sum \frac{Q}{T} = 2{,}69 - 3{,}80 = -1{,}10 \text{ kcal/K}$$

Portanto:

$$\sum \frac{Q}{T} < 0$$

Conclusão: A máquina está de acordo com o segundo princípio da termodinâmica.

7.10.3 Utilizando os dados do exercício anterior, verificar qual o máximo rendimento que uma máquina pode apresentar quando recebe e cede calor nas temperaturas de 470°C e 70°C respectivamente.
Verificar qual o rendimento apresentado pela máquina do problema anterior e compará-lo com o máximo rendimento possível.

Solução:

O rendimento máximo é aquele apresentado pela máquina de Carnot.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{343}{743} = 0{,}462$$

$$\eta_{máx} = \mathbf{46{,}2\%}$$

Rendimento real da máquina

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{700}{2000} = 0{,}35$$

$$\eta = 35\%$$

Sendo $\eta = 35\%$ menor que $\eta_{máx} = 46{,}2\%$, é possível a existência dessa máquina.

7.10.4 O esquema abaixo apresenta as máquinas A, B e C, que funcionam de acordo com um ciclo de Carnot. Calcular o rendimento e o trabalho da máquina A.

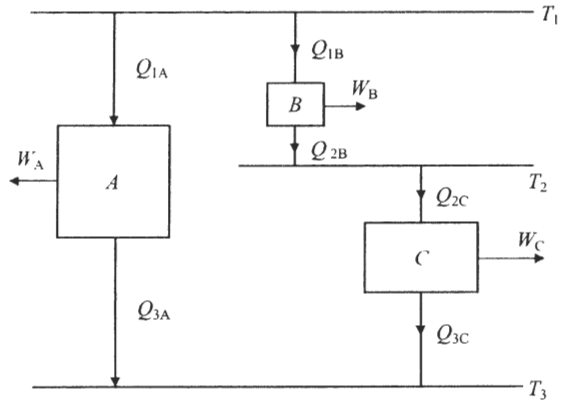


Figura 7.14

Dados:

$T_3 = 300$ K
$W_C = 500$ kcal
$Q_{3C} = 1\,500$ kcal
$W_B = W_C$
$Q_{1B} = 3\,000$ kcal
$Q_{1A} = 7\,000$ kcal

Solução:

Máquina C

$$\eta_C = \frac{W_C}{Q_{2C}}, \qquad \text{mas } Q_{2C} = Q_{3C} + W_C$$

$$\eta_C = \frac{500}{2\,000} = 0{,}25$$

Sendo C uma máquina de Carnot, resulta:

$$\eta_C = 1 - T_3/T_2 \qquad \therefore$$

$$T_2 = \frac{T_3}{1-\eta_C} = \frac{300}{1-0{,}25} = 400 \text{ K}$$

$$\mathbf{T_2 = 400\ K}$$

Máquina B

$$\eta_B = \frac{W_B}{Q_{1B}} = \frac{500}{3000} = 0{,}167$$

$$\eta_B = 16{,}7\%$$

$$\eta_B = 1 - \frac{T_2}{T_1} \qquad \therefore \qquad T_1 = \frac{T_2}{1-\eta_B}$$

$$T_1 = \frac{400}{1-0{,}167} = 480{,}2 \text{ K}$$

$$\mathbf{T_1 = 480{,}2\ K}$$

Máquina A

$$\eta_A = 1 - \frac{T_3}{T_1} = 1 - \frac{300}{480{,}2} = 0{,}375$$

$$\eta_A = 37{,}5\%$$

$$\eta_A = \frac{W_A}{Q_{1A}}$$

$$W_A = \eta_A \times Q_{1A}$$

$$\mathbf{W_A = 2\,625\ kcal}$$

7.10.5 O ciclo de Carnot do diagrama apresenta uma fase de vaporização e uma de condensação cujas pressões são 10 kgf/cm^2 e 0,1 kgf/cm^2, respectivamente. Conhecendo-se a potência de turbina $\dot{W}_T = 15\,000$ CV.

Calcular:

a) a vazão de vapor que percorre o ciclo (kg/h);
b) a potência utilizada na compressão da mistura (transformação 3-4) em CV;
c) o fluxo de calor trocado na caldeira;
d) o fluxo de calor trocado no condensador;
e) o rendimento térmico do ciclo.

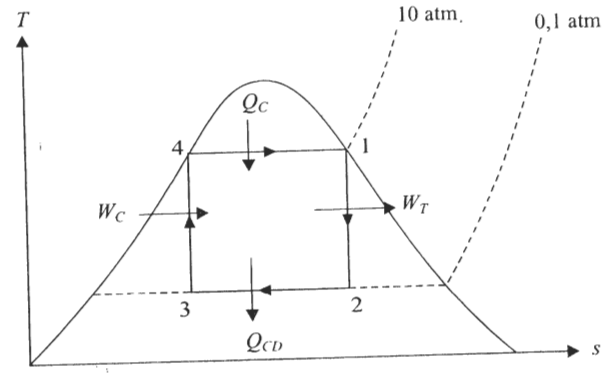


Figura 7.15

Dados:

$x_1 = 1{,}0$
$x_4 = 0$
$s_2 = s_1$
$s_4 = s_3$

Solução:

a) *Vazão de vapor*

Cálculo das entalpias e entropias:

$h_1 = h_V$ para $p = 10$ atm

$s_1 = s_V$ para $p = 10$ atm

$h_4 = h_L$ para $p = 10$ atm $\qquad s_4 = s_L$

$s_4 = s_L$ para $p = 10$ atm

Da tabela de vapor com $p = 10$ atm obtêm-se:

$h_1 = 663{,}3$ kcal/kg

$s_1 = 1{,}5748$ kcal/kg.K

$h_4 = 181{,}3$ kcal/kg

$s_4 = 0{,}5088$ kcal/kg.K

Estado 2

$s_2 = s_1 = 1{,}5748$ kcal/kg.K

$$s_2 = s_L + x_2\,\Delta s \;\therefore\; x_2 = \frac{s_2 - s_L}{\Delta s}$$

$$h_2 = h_1 + x_2\,\Delta h$$

Para $p = 0{,}1$ kgf/cm^2, obtêm-se da tabela:

$s_L = 0{,}1539$ kcal/kg.K

$s_V = 1{,}9480$ kcal/kg.K

$h_L = 45{,}45$ kcal/kg

$h_V = 617{,}0$ kcal/kg

Resulta:

$$x_2 = \frac{1{,}5748 - 0{,}1539}{1{,}9480 - 0{,}1539} = 0{,}7920$$

$x_2 = 79{,}2\%$

$h_2 = 45{,}45 + 0{,}792\,(617{,}0 - 45{,}45) = 498{,}1$ kcal/kg

Estado 3

$s_3 = s_4 = 0{,}5088$

$$s_3 = s_L + x_3\,\Delta s \quad \therefore \quad x_3 = \frac{s_3 - s_L}{\Delta s}$$

$$x_3 = \frac{0{,}5088 - 0{,}1539}{1{,}9480 - 0{,}1539} = 0{,}1980$$

$x_3 = 19{,}8\%$

$h_3 = 45{,}4 + 0{,}198\,(617{,}0 - 45{,}45) = 158{,}6$ kcal/kg

A expressão da potência da turbina permite calcular a vazão de vapor:

$$\dot{W}_T = \dot{m}\,(h_1 - h_2) \quad \therefore \quad \dot{m} = \frac{W_T}{h_1 - h_2}$$

$\dot{W}_T = 15\,000$ CV $= 15\,000 \times 632{,}41 = 9\,486\,150$ kcal/h

$$\dot{m} = \frac{9\,486\,150}{663{,}3 - 498{,}1} = 57\,422 \text{ kg/h}$$

$\dot{m} = 57\,422$ kg/h $\qquad$ (1 CV = 632,41 kcal/h)

b) *Potência utilizada na compressão*

$$\dot{W}_C = \dot{m}\,(h_4 - h_3)$$

$\dot{W}_C = 57\,422 \times (181{,}3 - 158{,}6)/632{,}41 = 2\,061$ CV

c) *Fluxo de calor na caldeira*

$$\dot{Q}_C = \dot{m}\,(h_1 - h_4)$$

$\dot{Q}_C = 57\,422\,(663{,}3 - 181{,}3) = 27\,677\,404$ kcal/h

$\mathbf{\dot{Q}_C = 27{,}7 \times 10^6}$ **kcal/h**

d) *Fluxo de calor no condensador*

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}\,(h_2 - h_3)$$

$\dot{Q}_{CD} = 57\,422 \times (498{,}1 - 158{,}6)$

$\dot{Q}_{CD} = 19\,494\,769$ kcal/h $= 19{,}5 \times 10^6$ kcal/h

e) *Rendimento térmico de ciclo*

$$\eta = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_C} = \frac{(15000 - 2061) \times 632{,}41}{27{,}7 \times 10^6} = 0{,}296 \text{ ou } 29{,}6\%,$$

$$\text{ou } \eta = \frac{\dot{Q}_C - \dot{Q}_{CD}}{\dot{Q}_C} = 1 - \frac{\dot{Q}_{CD}}{\dot{Q}_C} = 1 - \frac{19\,494\,769}{27\,677\,404} = 0{,}296 \text{ ou } 29{,}6\%,$$

$$\text{ou } \eta = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FQ}} = 1 - \frac{(45,45+273)}{(179,0+273)} = 0,296 \text{ ou } 29,6\%,$$

lembrando que para $p = 10$ kgf/cm^2 a temperatura de saturação é 179°C e que para $p = 0,1$ kgf/cm^2 a temperatura de saturação é 45,45°C.

7.10.6 Verificar se os resultados obtidos no problema anterior estão de acordo:
a) com o primeiro princípio da termodinâmica;
b) com a desigualdade de Clausius.

Solução:

a) Considerando-se o conjunto caldeira, turbina, condensador e bomba como um sistema fechado, pede-se para aplicar a primeira lei da termodinâmica em regime permanente, do que resulta:

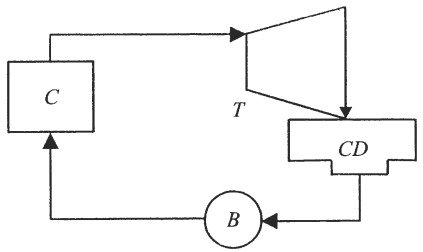


Figura 7.16

$$\dot{Q}_C + \dot{W}_C = \dot{Q}_{CD} + \dot{W}_T$$

Vejamos se os valores encontrados no problema anterior confirmam a primeira lei da termodinâmica:

$$\dot{Q}_C + \dot{W}_C = (27,1 + 1,285) \times 10^6 = 28,385 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_{CD} + \dot{W}_T = (18,910 + 9,475) \times 10^6 = 28,385 \times 10^6 \text{ kcak/h}$$

b) A desigualdade de Clausius estabelece que:

$$\oint \frac{dQ}{T} < 0 \text{ para o ciclo irreversível}$$

$$\oint \frac{dQ}{T} = 0 \text{ para o ciclo reversível}$$

O ciclo de Carnot é reversível. Portanto,

$$\oint \frac{dQ}{T} = \frac{Q_C}{T_1} - \frac{Q_{CD}}{T_2}$$

As temperaturas t_1 e t_2 são tiradas das tabelas de vapor, em função das pressões p_1 e p_2.

$$t_1 = 179°\text{C} \quad \therefore \quad T_1 = 179 + 273 = 452 \text{ K}$$

$$t_2 = 45,4°\text{C} \quad \therefore \quad T_2 = 45,4 + 273 = 318,4 \text{ K}$$

$$\oint \frac{dQ}{T} = \frac{27,1 \times 10^6}{452} - \frac{18,91 \times 10^6}{318,4} = 0$$

7.10.7 Em uma máquina cíclica, o vapor se forma à pressão de 10 kgf/cm^2 e se condensa a 0,1 kgf/cm^2. De acordo com os dados abaixo, verificar:
a) se a máquina é irreversível;
b) em que parte do ciclo se processa a irreversibilidade;
c) qual a quantidade de calor perdida em virtude da irreversibilidade.

Dados:

$x_1 = 1,0$
$x_4 = 0$
$x_{2R} = 90\%$
$x_3 = 19,8\%$
$\dot{m} = 10\,000$ kg/h

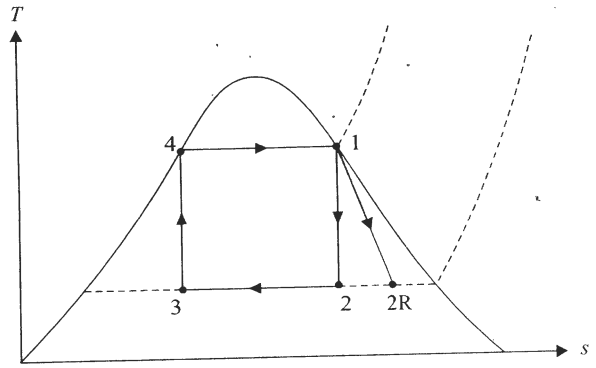


Figura 7.17

Conforme mostra o diagrama *T.s*, o ponto 2 indica uma situação ideal ($s_1 = s_2$) e o ponto 2R indica a situação real, com aumento da entropia.

Solução:

a) *Se a máquina for irreversível, deverá ter:*

$$\oint \frac{dQ}{T} < 0 \quad \therefore \quad \frac{Q_C}{T_1} - \frac{Q_{CD}}{T_2} < 0$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}\,(h_1 - h_4) = 10\,000\,(664,4 - 181,3)$$

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}\,(h_{2R} - h_3)$$

$$h_3 = h_L + x_3\,\Delta h = 45,4 + 0,198 \times 570,5 = 158,4 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{2R} = 45,4 + 0,90 \times 570,5 = 557,4 \text{ kcal/kg}$$

$$\dot{Q}_{CD} = 10\,000\,(557{,}4 - 158{,}4) = 3\,990\,000$$

$$\dot{Q}_{CD} = 3\,990\,000 \text{ kcal/h}$$

$$T_1 = 179 + 273 = 452 \text{ K}$$

$$T_2 = 45{,}4 + 273 = 318{,}4 \text{ K}$$

Resulta: $\dfrac{4{,}831\times10^6}{452} - \dfrac{3{,}990\times10^6}{3\,184} = -1\,800$ kcal/K (a máquina é irreversível)

Portanto: $\oint \dfrac{dQ}{T} < 0$

b) *Se a turbina fosse reversível deveríamos encontrar:*
$h_2 = 495{,}4$ kcal/kg, como foi encontrado no Exercício 7.10.5, quando se adota $s_2 = s_1 = 1{,}5779$ kcal/kg.K.

No problema atual encontramos:

$$s_{2R} = s_L + x_{2R}\,\Delta s$$

$$s_{2R} = 0{,}1539 + 0{,}90 \times 1{,}7919 = 1{,}7689 \text{ kcal/kg.K}$$

Temos, portanto: $s_{2R} = 1{,}5770$
$s_{2R} = 1{,}7689$
$s_{2R} > s_2 \quad \therefore \quad s_{2R} > s_1$

Quando um processo adiabático (turbina) é irreversível, verifica-se um aumento de entropia.

c) *Calor perdido devido à irreversibilidade*
Essa perda é representada pelo calor que sai pelo condensador no ciclo irreversível, subtraído do calor correspondente ao reversível.

$$\dot{Q}_R = \dot{m}\,(h_{2R} - h_3) = 3{,}99 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}\,(h_2 - h_3) = 10\,000\,(495{,}4 - 158{,}4)$$

$$\dot{Q}_R = 3{,}37 \times 10^6 \text{ kcal/h (reversível)}$$

Perda adicional de calor, devido à irreversibilidade: $(3{,}99 - 3{,}37) \times 10^6$

$$\dot{Q}_P = 620\,000 \text{ kcal/h}$$

d) *Perda de potência da turbina*

Ideal $\quad \dot{W}_T = \dot{m}\,(h_1 - h_2)$

Real $\quad \dot{W}_{T_R} = \dot{m}\,(h_1 - h_{2R})$

Perda de potência $\quad \Delta\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_{T_R}$

$$\Delta\dot{W} = \dot{m}\,(h_{2R} - h_2)$$

$$\Delta\dot{W} = 10\,000\,(557{,}4 - 495{,}4)$$

$$\Delta\dot{W} = 620\,000 \text{ kcal/h}$$

7.10.8 Uma turbina opera com 20 000 kg/h de vapor superaquecido à temperatura de 420° C e pressão de 50 kgf/cm². O vapor sai da turbina à pressão de 0,8 kgf/cm² e título de 93%. Calcular:
a) a potência da turbina;
b) a perda de potência provocada pela irreversibilidade;
c) o rendimento da turbina.

Solução:

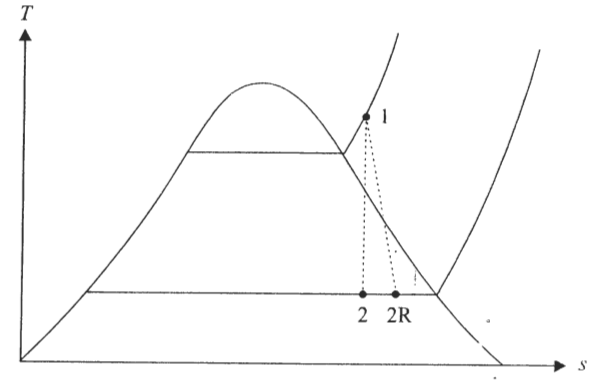


Figura 7.18

Se a turbina fosse reversível, o vapor sairia no estado 2. Sendo irreversível, verifica-se um aumento na entropia e o vapor sai no estado 2R (estado real).

a) *Potência da turbina*

$$\dot{W}_R = \dot{m}\,(h_1 - h_{2R})$$

$$h_1 = 774{,}2 \text{ kcal/kg}$$

$$s_1 = 1{,}6053 \text{ kcal/kgK}$$

$$h_{2R} = h_L + x_{2R}\,\Delta h$$

$$s_{2R} = s_L + x_{2R}\,\Delta s$$

Da tabela de vapor obtêm-se, com $p = 0{,}8$ kgf/cm²:

$$h_L = 93{,}0 \qquad \Delta h = 543{,}6$$

$s_L = 0{,}2931 \qquad \Delta s = 1{,}4852$

$h_{2R} = 93 + 0{,}93 - 543{,}6 = 599$

$s_{2R} = 0{,}2931 + 0{,}93 \times 1{,}4852 = 1{,}67$

$\dot{W} = 20\,000\ (774{,}2 - 599) = 3\,504\,000$ kcal / h

$\dot{W}_R = 5\,530$ CV = potência real da turbina

b) *Perda de potência*

$\Delta\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_R$

$\dot{W}_I$ = potência teórica

$\dot{W}_R$ = potência real

$\dot{W}_R = 5\,530$ CV

$\dot{W}_T = \dot{m}\,(h_1 - h_2)$

Do diagrama de Mollier tira-se $h_2 = 573$ (ideal, com $s_1 = s_2$):

$\dot{W}_T = 20\,000\ (774{,}2 - 573) = 4\,026\,000$ kcal / h

$\dot{W}_T = 6\,380$ CV

Resulta:

$\Delta\dot{W} = 6\,380 - 5\,530$

$\Delta\dot{W} = 850$ CV

A perda de potência é provocada pelo desgaste do vapor ao passar pela turbina. Na turbina teórica o vapor é considerado um *fluido ideal, isto é, sem viscosidade*. Nesse tipo de fluido, o escoamento é livre e não apresenta desgaste. Na turbina real, o atrito do vapor em movimento reduz uma parcela da potência e aumenta a energia de vapor que sai da turbina. Esse aumento de energia é perdido junto com o vapor. A redução de energia da turbina irreversível comparada com a reversível pode ser calculada por meio da diferença de entalpia: $(h_{2R} - h_2)$.

Portanto: $\Delta\dot{W} = \dot{m}\,(h_{2R} - h_2)$

c) *Rendimento*

O rendimento de uma turbina é a relação entre a potência real e a ideal.

$$\eta = \frac{\dot{W}_R}{\dot{W}_T} = \frac{5\,530}{6\,380} = 0{,}867$$

η = **86,7%**

7.10.9 Misturando-se 5 kg de água a 25°C com 8 kg a 70°C, resultam 13 kg de água na mesma temperatura. Pede-se para:

a) calcular a temperatura final da mistura;
b) demonstrar numericamente que houve um acréscimo na entropia do universo.

Solução:

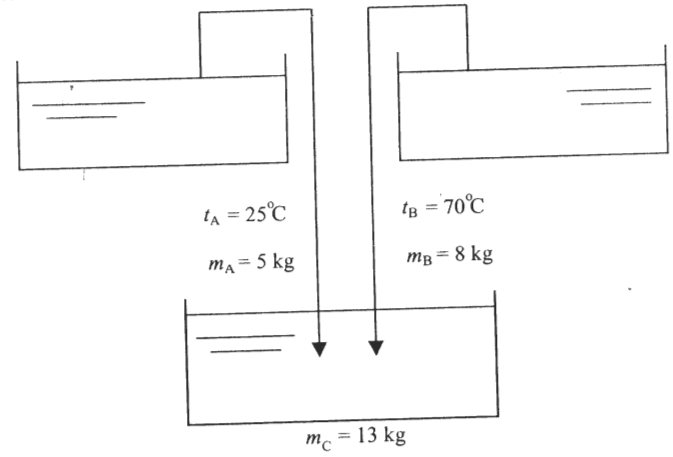


Figura 7.19

a) *Temperatura final*

$m_A h_A + m_B h_B = m_C h_C$

$h_A = m\ .\ C\ .\ t_A$

$h_B = m\ .\ C\ .\ t_B \qquad m = 1$ kg

$h_C = m\ .\ C\ .\ t_C$

Resulta: $$t_C = \frac{m_A t_A + m_B t_B}{m_C}$$

$$t_C = \frac{5{,}25 + 8{,}70}{13} = 52{,}7$$

$\mathbf{t_C = 52{,}7°C}$

A mesma temperatura poderia ser calculada tendo-se por base que o calor que aquece a massa m_A provém integralmente da massa m_B.

$m_A\ .\ c(t_C - t_A) = m_B\ .\ c(t_B\ .\ t_C)$

$m_A\ .\ t_C - m_A\ .\ t_A = m_B t_B - m_B\ .\ t_C$

$(m_A + m_B)t_C = m_A t_A + m_B t_B$

$$t_C = \frac{m_A t_A + m_B t_B}{m_A + m_B}$$

b) *Acréscimo de entropia do universo*
Neste caso, o universo é constituído pelas massas m_A e m_B.

$$\Delta S_A = \int_{t_A}^{t_C} \frac{dQ}{T} = \int_{t_A}^{t_C} m_A c \frac{dT}{T} = m_A c \ \ln \frac{T_C}{T_A}$$

$$\Delta S_A = S \,.\, \ln \frac{52,7 + 273}{25 + 273} = 0,444 \text{ Kcal/K}$$

$$\Delta S_B = \int_{t_B}^{t_C} mc \frac{dT}{T} = m_B c \ \ln \frac{T_C}{T_B}$$

$$\Delta S_B = 8 \,.\, \ln \frac{52,7 + 273}{70 + 273} = -0,414 \text{ kcal/K}$$

Resulta:

$$\Delta S_{universo} = S_A + S_B$$

$$\Delta S_{universo} = 0,444 - 0,414 = 0,03 \text{ kcal/K}$$

7.11 Exercícios Propostos

7.11.1 Uma máquina térmica, funcionando de acordo com o ciclo de Carnot, recebe 5 000 000 de quilocalorias por hora da fonte quente, cuja temperatura é de 184°C. A potência consumida na fase de bombeamento é de 200 CV e a temperatura da fonte fria é de 47°C.

Calcular:

a) o rendimento térmico da máquina;
b) o fluxo de calor cedido à fonte fria;
c) a potência produzida pela máquina.

Resposta: $\eta = 30\%$ $\dot{Q} = 3\,500\,000$ kcal/h $\dot{W} = 2\,570$ CV

7.11.2 Uma tubulação é percorrida por vapor à pressão de 20 kgf/cm². No início, o vapor é saturado seco. Ao longo da tubulação, ele perde calor através do isolante e uma parte se condensa. Na outra extremidade, o título do vapor é de 93%. A vazão de vapor que entra na tubulação é de 40 000 kg/h.

Calcular:

a) a massa de condensado que se acumula na tubulação em 1 hora;
b) a quantidade de calor perdido em 1 hora;
c) a variação de entropia de 1 kg de vapor entre o início e o fim da tubulação.

Resposta: $\dot{m} = 2\,800$ kg/h $\dot{m} = 1\,267\,280$ kcal/h $\Delta S = 0,066$ kcal/K

7.11.3 Um recipiente contém uma pedra de gelo, apoiada sobre uma placa inclinada. O conjunto está em equilíbrio térmico a 0°C. O recipiente desliza sobre a placa provocando o aquecimento desta até 8°C e a fusão de 5 kg da pedra de gelo.

Calcular:

a) o calor transferido para o gelo e para a placa;
b) a variação de entropia do bloco inicial de gelo e da placa;
c) a variação da entropia do universo, justificando o sinal positivo.

Considerar desprezível a massa do recipiente que contém o gelo.

Dados:
calor latente de fusão do gelo $c_L = 80$ kcal/kg
calor sensível do material da placa $c_S = 5$ kcal/kg°C

Resposta: $Q_g = 400$ kcal $Q_p = 400$ kcal
$\Delta S_g = 1,465$ kcal/K $\Delta S_p = 1,465$ kcal/K
$\Delta S_u = 2,95$ kcal/K

A entropia do universo aumenta devido ao fato de o processo ser *irreversível*.

7.11.4 Calcular a entropia de 1 kg de água no estado líquido saturado, à pressão de 18 kgf/cm², e o acréscimo de entropia que ocorre durante a fase de vaporização dessa água e confrontar os resultados com os respectivos valores obtidos nas tabelas de vapor.
Adotar o calor sensível da água igual a 1 kcal/kg°C

Resposta: $s_L = 0,563$ kcal/kgK $s = 0,958$ kcal/kgK

7.11.5 Um trocador de calor é constituído por dois tubos concêntricos, envolvidos por um isolante térmico, que impede qualquer perda de calor para o ambiente. O tubo menor é percorrido por vapor saturado, transferindo calor para a água que passa dentro do outro tubo. A temperatura do vapor é de 179°C e a temperatura da água varia de 20°C a 85°C.
Conhecendo-se a vazão de vapor e admitindo-se uma condensação total, calcular:

a) a capacidade de aquecimento de água do trocador de calor, em kg/h;
b) a variação de entropia da água e do vapor durante uma hora;
d) a variação de entropia do universo durante uma hora.

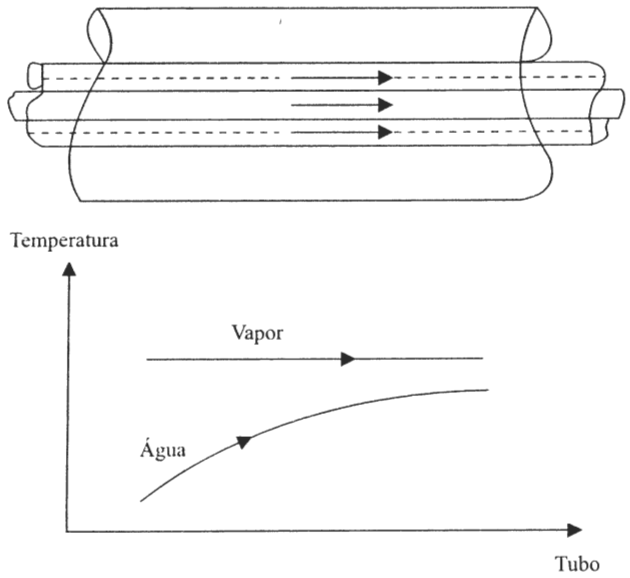


Figura 7.20

Dado:

vazão de vapor $\dot{m}_v = 1\,000$ kg/h

Resposta: $\dot{m}_a = 744$ kg/h

$\Delta S_a = 166$ kcal/K.h $\qquad \Delta S_V = -107$ kcal/K.h

$\Delta S_u = 59$ kcal/K.h

7.11.6 Um ciclo de Carnot recebe calor de uma fonte, cuja temperatura é de 700°C, e forma vapor de água saturado à pressão de 100 kgf/cm². Na fase de condensação a pressão é de 0,5 kgf/cm² e a máquina cede calor à fonte fria, cuja temperatura é de 353,9 K.

Sendo a potência útil da máquina 2000 CV, calcular:

a) o rendimento térmico da máquina;
b) os fluxos de calor trocados pela máquina;
c) a variação de entropia da máquina e do meio (fontes de calor);
e) a variação de entropia do universo.

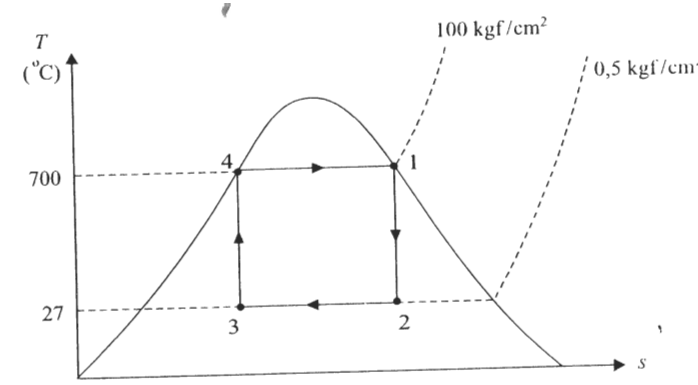


Figura 7.21

Resposta: $\eta = 69{,}2\%$

$\dot{Q}_1 = 1{,}83 \,.\, 10^6$ kcal/h $\qquad \dot{Q}_2 = 1{,}92 \,.\, 10^6$ kcal/h

$\Delta S_{máq} = 0$ $\qquad \Delta S_{meio} = 1\,870$ kcal/K

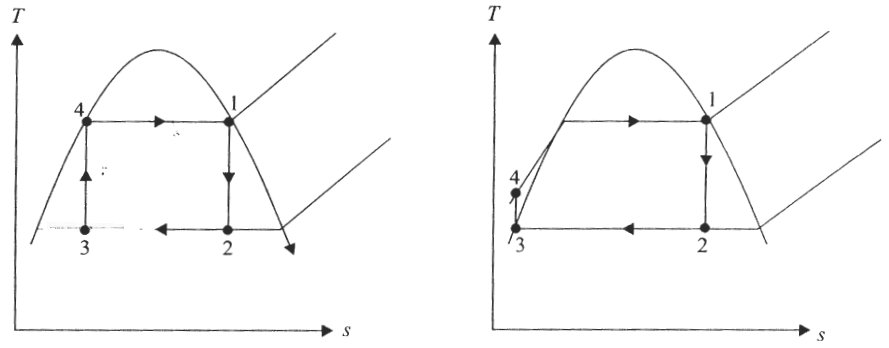
$\Delta S_u = 1\,870$ kcal/K

CAPÍTULO

Ciclo de Rankine

8.1 Ciclo Ideal de Rankine

O ciclo de Carnot representado na Figura 8.1(a) apresenta uma grande dificuldade para ser colocado em prática, devido à mistura líquido-vapor de água que sai do condensador e é comprimida para entrar na caldeira. A dificuldade consiste na compressão de vapor e do líquido separadamente. Além disso, a energia gasta na compressão de vapor é muito maior do que seria gasta para comprimir a mesma quantidade de líquido. Portanto, é muito mais prático um ciclo que tenha somente líquido na entrada da bomba. Esse ciclo está representado na Figura 8.1(b).



(a) Ciclo de Carnot (b) Ciclo de Rankine

Figura 8.1

O ciclo de Rankine é então aquele que se obtém quando o ponto 3 é deslocado para a linha de líquido saturado. Dessa maneira, o ponto 4, que representa o estado da água que entra na caldeira, fica abaixo da temperatura de saturação. A função da caldeira nesse novo ciclo é aquecer e vaporizar a água em um processo a pressão constante. No ciclo de Carnot a caldeira somente vaporiza a água em um processo a temperatura constante.

Comparando-se os dois ciclos da Figura 8.1 observamos que ambos têm dois processos com entropia constante. Os outros dois processos no ciclo de Carnot são realizados a temperatura constante e no ciclo de Rankine são realizados a pressão constante.

Podemos então definir um ciclo ideal de Rankine como aquele que tem dois processos adiabáticos (bomba e turbina) e dois processos isobáricos (caldeira e condensador), sendo todos eles reversíveis.

8.2 Rendimento do Ciclo de Rankine

Vimos no ciclo de Carnot que o seu rendimento pode ser calculado por meio das temperaturas absolutas das duas fontes.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

No ciclo de Rankine não podemos aplicar a mesma expressão porque as temperaturas das duas fontes não são constantes, entretanto podemos afirmar, por analogia com o ciclo de Carnot, que o seu rendimento depende das temperaturas médias das duas fontes. Isso significa que, se reduzirmos a temperatura de condensação e vaporização da água, o rendimento do ciclo de Rankine aumenta. Vejamos quais os fatores que influem na variação do rendimento.

No ciclo de Carnot vimos que o rendimento de uma máquina térmica cíclica pode ser definido como a relação entre o trabalho útil e o calor gasto para a sua obtenção. Entende-se por trabalho útil a diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho gasto pela bomba. Tudo se passa como se uma parte do trabalho da turbina fosse utilizada para movimentar a bomba.

$$\eta = \frac{W_T - W_B}{Q_C}$$

Pelo princípio da termodinâmica relacionado a um sistema cíclico, podemos afirmar que:

$$W_T + Q_C = Q_{CD} + W_B$$

ou

$$W_T - W_B = Q_C - Q_{CD},$$

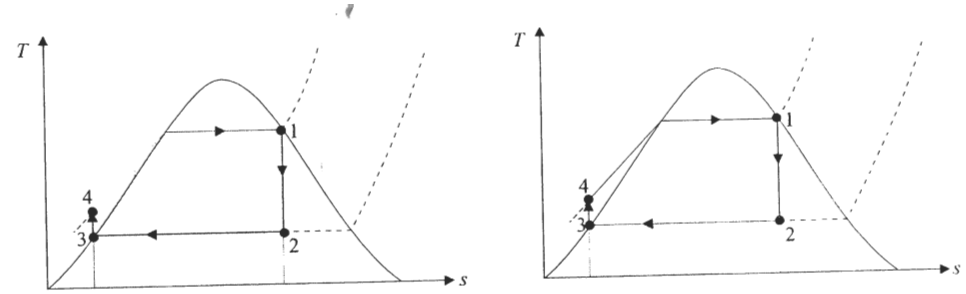
resultando

$$\eta = \frac{Q_C - Q_{CD}}{Q_C}$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C}$$

A elevação do rendimento pode ser obtida por meio de dois processos: aumento do consumo de calor da caldeira ou redução da perda de calor do ciclo através do condensador.

No diagrama $T.s$ a área situada abaixo das linhas de pressão constante representa as quantidades de calor trocadas pelo ciclo.



Calor trocado na caldeira e no condensador

Figura 8.2

8.3 Fatores que Influem no Rendimento de um Ciclo de Rankine

Vamos lembrar que a temperatura média da fonte quente, quando elevada, ou a da fonte fria, quando reduzida, pode melhorar o rendimento de um ciclo de Rankine. A temperatura média da fonte quente pode ser elevada de três maneiras diferentes:

a) elevando-se a temperatura do ponto 1 da Figura 8.1, mantendo-se constante a pressão.
b) elevando-se o patamar que representa a vaporização da água no diagrama $T.s$, da Figura 8.1.
c) elevando-se a temperatura do ponto 4.

Por outro lado, a temperatura média da fonte fria pode ser reduzida rebaixando-se o patamar que representa a condensação da água

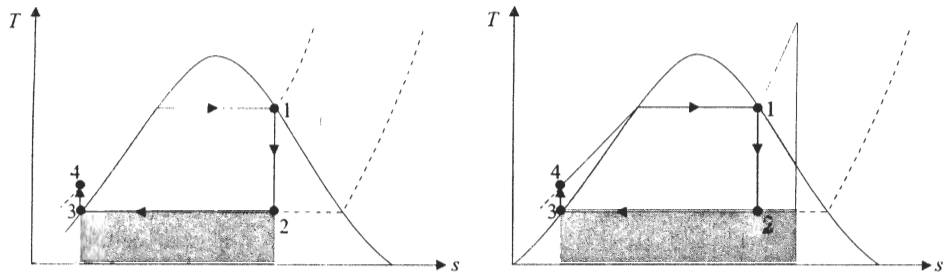
Vejamos cada um desses processos separadamente.

8.3.1 Utilização de Vapor Superaquecido

Uma caldeira pode produzir vapor saturado se ele for retirado diretamente do tubulão de vapor. Se esse vapor saturado seco passar por uma outra fonte de calor, ele pode ser aquecido acima da temperatura de saturação, sem que sua pressão seja alterada. O funcionamento de um gerador de vapor é explicado com mais detalhes no Capítulo 1. A Figura 8.3 mostra dois ciclos, um com vapor saturado e outro com vapor superaquecido, bem como as áreas que representam as trocas de calor na caldeira Q_C e no condensador Q_{CD}.

Lembremos que o rendimento é dado pela expressão

$$\eta = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C}$$



Calor trocado na caldeira e no condensador

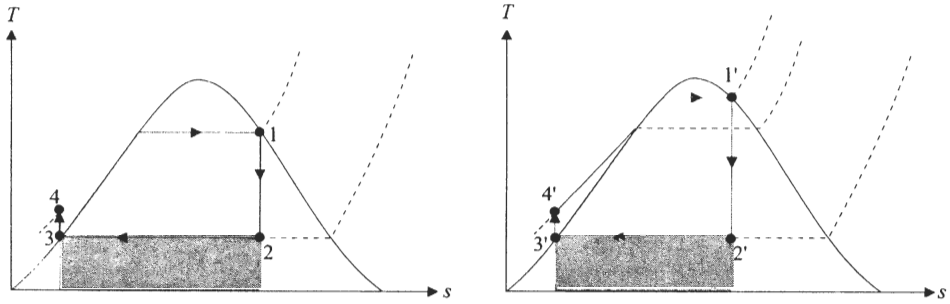
Figura 8.3

Pela Figura 8.3 pode-se facilmente observar, por comparação de áreas, que quando se utiliza vapor superaquecido a relação de calor trocado Q_{CD}/Q_C é menor do que no caso de vapor saturado. Dessa maneira, o rendimento aumenta com a utilização de vapor superaquecido, em lugar de saturado.

8.3.2 Elevação da Pressão do Vapor

O aumento da temperatura de vapor da caldeira está limitado pela resistência mecânica do material em altas temperaturas, pela temperatura da combustão etc. Por isso, quando já se tem o vapor a uma temperatura considerada elevada, deve-se lançar mão de outro recurso para melhorar ainda mais o rendimento do ciclo de Rankine.

Se a caldeira produzir vapor a uma pressão mais alta, mantendo-se a sua máxima temperatura, teremos a vaporização a uma temperatura mais elevada. Embora a máxima temperatura seja a mesma, a temperatura média do vapor aumenta. A Figura 8.4 mostra o vapor produzido pela caldeira em duas pressões diferentes e as alterações que isso acarreta ao ciclo.



Calor trocado na caldeira e no condensador

Figura 8.4

A Figura 8.4 mostra dois ciclos (1, 2, 3, 4, 1) e (1', 2', 3', 4', 1'), nos quais somente o ponto 3 permanece inalterado. Verifica-se que o aumento de pressão do vapor realmente

eleva a temperatura média da fonte quente, isto é, o vapor se forma a uma temperatura mais elevada. Para isso é necessário que a temperatura da fornalha seja maior, porque é nos tubos da fornalha que a água se transforma em vapor.

Verifica-se, entretanto, que o ponto 2 se desloca para a esquerda à medida que aumenta a pressão de vapor. Isso significa que a quantidade de líquido na saída da turbina aumenta. Em uma turbina, o vapor tem uma velocidade muito alta e a presença de líquido no vapor pode colocar em risco a segurança da turbina, fato que pode limitar a pressão do vapor que entra na turbina. Entretanto, pode-se lançar mão de um recurso que permite o uso de vapor em altas temperaturas sem afetar a segurança da turbina devido à presença de líquido. Vejamos no item seguinte como isso é possível.

8.3.3 Reaquecimento do Vapor

Tomemos o ciclo da Figura 8.3 como base e substituamos a turbina por duas outras ligadas em um mesmo eixo. O vapor que entra na primeira turbina tem a máxima pressão da caldeira. Saindo dela, ele volta para a caldeira para um reaquecimento antes de passar pela segunda turbina. Como o vapor sofre uma descompressão, ele entra na segunda turbina com uma pressão mais baixa. Por isso elas são chamadas de turbina de alta e de baixa pressão respectivamente. Esse novo ciclo está representado na Figura 8.5.

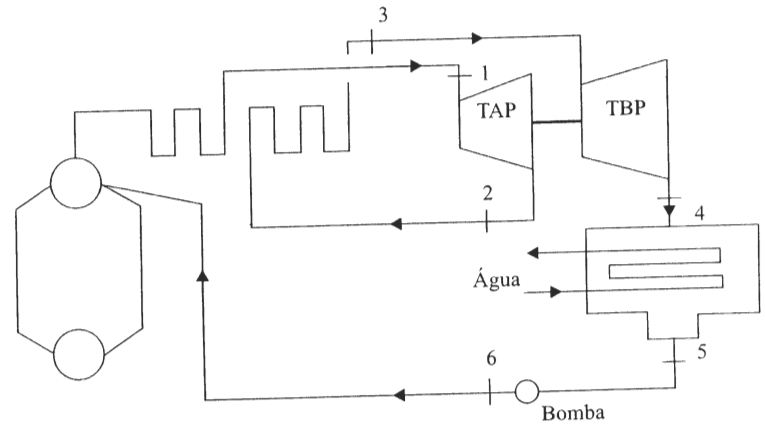


Figura 8.5

TAP – turbina de alta pressão
TBP – turbina de baixa pressão

No ciclo da Figura 8.5 a transformação 2-3 representa o reaquecimento à pressão constante de vapor que provém da primeira turbina. Na caldeira, os tubos que provocam o reaquecimento são independentes dos tubos de vaporização, podendo conter vapor com pressões diferentes.

Vamos representar esse ciclo no diagrama *T.s*. Pode-se observar que o reaquecimento deslocou para a direita o ponto de saída do vapor na última etapa da turbina. De fato, se o vapor passasse para a segunda turbina sem reaquecimento, o seu estado estaria

representado pelo ponto 2'. O reaquecimento permite a presença de um vapor mais seco na saída da segunda turbina.

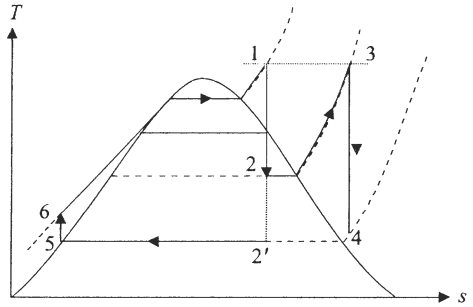


Figura 8.6

Conclui-se então que o uso de altas pressões de vapor é viável, desde que acompanhado de um reaquecimento. Na Usina Termoelétrica Piratininga estão instalados quatro ciclos sendo dois com reaquecimento de vapor. Os dois ciclos mais antigos não têm reaquecimento; apresentam um rendimento da ordem de 29% e usam vapor à pressão de 68 kgf/cm^2. As suas unidades mais modernas, que utilizam reaquecedores e pressão máxima de 136 kgf/cm^2, conseguem um rendimento da ordem de 31%. Nos quatro ciclos, a temperatura máxima do vapor produzido pela caldeira é praticamente a mesma, em torno de 538°C.

8.3.4 Preaquecimento de Água

No início do item 8.3 dissemos que uma das maneiras de elevar o rendimento do ciclo era por meio da elevação da temperatura do ponto 4 da Figura 8.4. Na prática isso se consegue introduzindo-se preaquecedores no trajeto da água que se dirige para a caldeira, conforme indica a Figura 8.7.

O preaquecedor representado na Figura 8.7 é um trocador de calor formado por tubos, dentro dos quais passa a água. Externamente, os tubos entram em contato com o vapor extraído da turbina que fornece o calor necessário para o aquecimento da água. Por ser um trocador de calor onde o vapor e a água são separados pela superfície dos tubos, ele é denominado preaquecedor de superfície. Esse tipo de trocador de calor permite que a água e o vapor tenham pressões diferentes, isto é, $p_4 \neq p_6$.

Por outro lado, durante o preaquecimento a pressão da água não se altera ($p_5 = p_4$) e o vapor, ao ceder calor, se condensa sem mudar a sua pressão ($p_7 = p_6$). O condensado volta para o ciclo através do condensador.

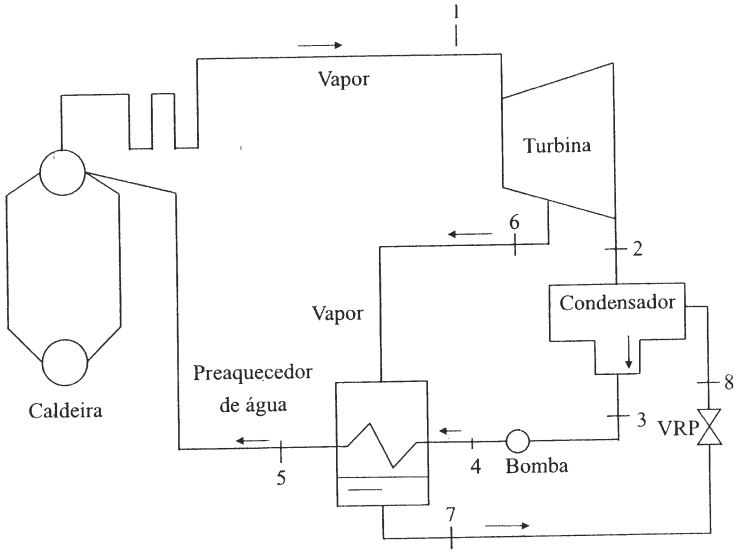


Figura 8.7

Vejamos porque se introduz uma válvula redutora de pressão (VRP) entre o preaquecedor e o condensador. Na turbina o vapor sofre uma descompressão contínua, sendo extraída uma parcela para o preaquecimento à pressão $p_6 < p_1$. O vapor restante continua a sua descompressão dentro da turbina até atingir a pressão p_2, determinada pelo condensador. Tem-se então $p_1 > p_6 > p_2$, sendo $p_2 = p_3$. Já vimos que $p_6 = p_7$. Portanto $p_7 > p_3$, isto é, o condensado do preaquecedor tem pressão maior que o condensado do condensador. A válvula instalada entre os pontos 7 e 8 da Figura 8.7 tem a finalidade de trazer o condensado até a pressão do condensador, $p_8 = p_3$. Resumindo, temos:

$$p_1 = p_5 = p_4$$
$$p_6 = p_7 \qquad \text{sendo } p_1 > p_6 > p_2$$
$$p_2 = p_3 = p_8$$

Vejamos o diagrama $T.s$ desse ciclo.

No diagrama colocamos o ponto 7 na linha de líquido saturado. Na prática esse ponto pode estar abaixo do ponto de saturação.

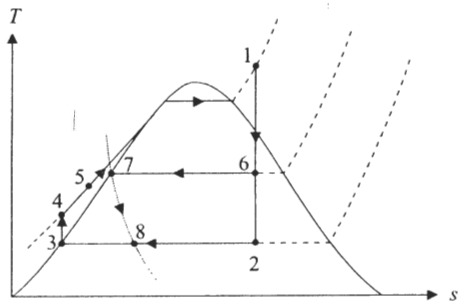


Figura. 8.8

8.3.5 Redução da Temperatura de Condensação

Lembrando que o rendimento de um ciclo de Rankine aumenta quando se reduz a temperatura média da fonte fria, vejamos na prática como isso pode ser obtido. A Figura 8.9 mostra dois ciclos com pressões diferentes no condensador (1, 2, 3, 4, 1) e (1, 2′, 3′, 4′, 1). A área do diagrama *T.s* situada abaixo da linha de condensação representa o calor cedido pelo ciclo. Pode-se, por comparação de áreas, observar que quando a pressão p_2 é rebaixada para p_2', o calor retirado do vapor para condensá-lo também se reduz, isto é, $Q'_{CD} < Q_{CD}$. A quantidade de calor necessária para a formação do vapor na caldeira se altera muito pouco porque os pontos 4 e 4′ são quase coincidentes e o ponto 1 é comum aos dois ciclos. Dessa maneira, o rendimento $\eta' = 1 - Q'_{CD}/Q_C$ é maior que o do ciclo de maior pressão $\eta = 1 - Q_{CD}/Q_C$.

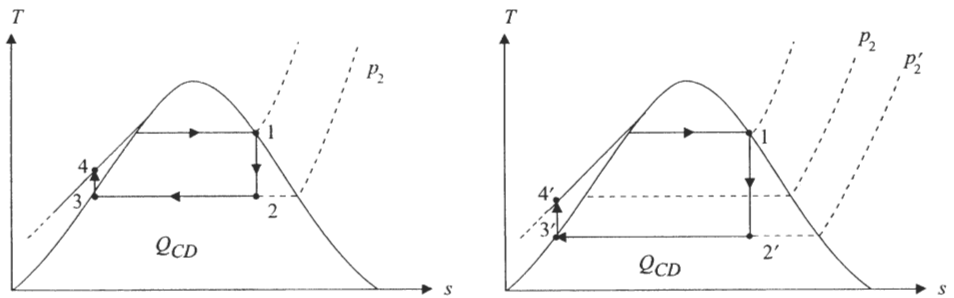


Figura 8.9

No item 1.3 vimos como funciona um condensador de vapor. Vejamos na prática como se reduz a pressão de condensação. Lembremos que o condensador é formado por um conjunto de tubos metálicos em torno dos quais passa o vapor que está se condensando e que por dentro dos tubos passa a água que recebe o calor do vapor. A temperatura em que se efetua a condensação depende principalmente dos seguintes fatores: temperatura da água de resfriamento do condensador, quantidade dessa água que passa por hora, e estado de limpeza dos tubos do condensador.

A troca de calor depende fundamentalmente da diferença de temperatura entre o vapor e a água. Reduzindo-se a temperatura desta para manter a mesma quantidade de condensação, automaticamente a sua temperatura também diminui. Uma instalação termoelétrica necessita

de uma grande quantidade de água para o seu condensador e muitas vezes essa água provém de recursos naturais, como um rio, um lago ou o mar. Dessa maneira, o rendimento da instalação depende das condições climáticas. Logicamente, uma instalação que funciona segundo o ciclo de Rankine tem no inverno um rendimento maior do que no verão. Esse fator é o mais importante no funcionamento de um ciclo de Rankine, como poderá ser observado nos exercícios resolvidos no final deste capítulo.

Por outro lado, um aumento no rendimento pode ser conseguido em uma instalação quando se eleva a quantidade de água de condensação, entretanto esse fator implica adotar bombas de maior potência. Lembrando que o rendimento do ciclo depende também dessa potência, conclui-se que há um limite a partir do qual a adoção de bombas maiores implica a redução do rendimento. A equação abaixo mostra a importância da potência da bomba no rendimento da instalação.

$$\eta = \frac{W_t - W_B}{Q_C}$$

A influência da bomba deve ser lembrada na fase de projeto da instalação, ao passo que a temperatura da água de condensação pode ser um fator variável para uma instalação pronta.

A limpeza dos tubos de um condensador provoca uma condensação mais rápida; se a quantidade de vapor for constante, então a limpeza dos tubos deverá influir na temperatura de condensação. Vejamos na tabela de vapor saturado a coluna que representa o calor de vaporização de 1 kg de água. Tomemos como exemplo a pressão do condensador de 0,5 kgf/cm^2. Nessa pressão, a quantidade de calor de condensação é 550,6 kcal/kg e a temperatura de condensação é 80,9°C. Se a quantidade de calor for elevada para 570,5 kcal/kg, a mesma tabela fornece a pressão de 0,1 kgf/cm^2 e a temperatura de 45,4°C. Estes números nos mostram que, quando a quantidade de calor trocado por unidade de massa se eleva de 550,6 kcal para 570,5 kcal, a temperatura do condensador se reduz de 80,9°C para 45,4°C. Já vimos que a redução da temperatura de condensação implica o aumento do rendimento do ciclo de Rankine.

8.4 Exercícios Resolvidos

8.4.1 Calcular o rendimento de um ciclo de Rankine conhecendo-se a pressão da caldeira, p_1 = 50 kgf/cm^2, e a do condensador, p_2 = 0,5 kgf/cm^2. Sabe-se que o vapor entra saturado na turbina e que a água que sai do condensador está saturada.

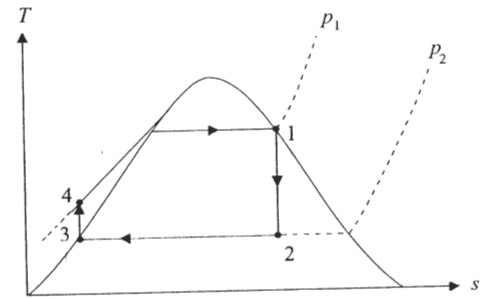


Figura 8.10

Solução:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{cd}}{Q_c} \qquad Q_{cd} = m(h_2 - h_3)$$

$$\eta = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \qquad Q_c = m(h_1 - h_4)$$

Cálculo das entalpias

Ponto 1 – Sai direto da tabela, porque se sabe que $p_1 = 50$ kgf/cm^2 e $x_1 = 1{,}0$

$$h_1 = 272{,}7 + 390{,}7 = 663{,}4 \text{ kcal/kg}$$

$$s_1 = 0{,}692 + 0{,}729 = 1{,}421 \text{ kcal/kg.K}$$

Ponto 2 – Tira-se da tabela, porque se sabe que $s_2 = s_1$ (turbina ideal) e $p_2 = 0{,}5$ kgf/cm^2

$$s_2 = 1{,}421 \text{ kcal/kg.K},$$

mas $\quad s_2 = s_2 + x_2\Delta h(p_2 = 0{,}5 \text{ kgf/cm}^2)$

$$x_2 = \frac{s_2 - s_1}{\Delta s} = \frac{1{,}421 - 0{,}259}{1{,}556} = 0{,}747$$

$$h_2 = h_L + x_2\Delta h(p_2 = 0{,}5 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$h_2 = 80{,}9 + 0{,}747 \times 550{,}6$$

$$h_2 = 80{,}9 + 412 = 492{,}9 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 3 – Tira-se da tabela porque se sabe que $p_3 = 0{,}5$ kgf/cm^2 e se conhece o título $x_3 = 0$

$$h_3 = 80{,}9 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 4 – A entalpia do ponto 4 é a soma da entalpia do ponto 3 com a variação de entalpia provocada pela bomba

$$h_4 = h_3 + \frac{v(p_4 - p_3)}{427} = 80{,}9 + \frac{0{,}001(50 - 0{,}5).10^4}{427}$$

$$h_4 = 80{,}9 + 1{,}16 = 82{,}10 \text{ kcal/kg}$$

Resulta: $\quad \eta = 1 - \dfrac{492{,}9 - 80{,}9}{663{,}4 - 82{,}1} = 29\%$

8.4.2 Calcular o rendimento do ciclo do problema anterior adotando agora o vapor superaquecido na entrada da turbina a 500°C, com as demais condições mantidas, isto é:

$$p_2 = 0{,}5 \text{ kgf/cm}^2 \qquad p_1 = 50 \text{ kgf/cm}^2 \qquad x_3 = 0{,}0$$

Comparar este rendimento com o do problema anterior e justificar a sua variação.

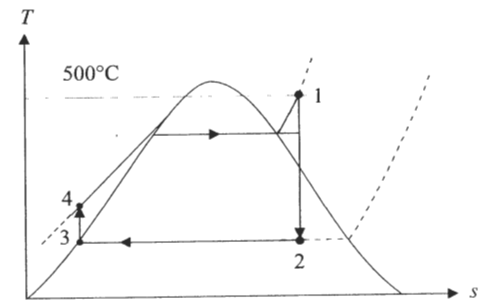


Figura 8.11

Solução:

$$\eta = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4}$$

Ponto 1 – Dados $p_1 = 50$ kgf/cm^2 e $t_1 = 500$°C, obtêm-se da tabela de vapor superaquecido:

$$h_1 = 819{,}5 \text{ kcal/kg}$$

$$s_1 = 1{,}667 \text{ kcal/kg.K}$$

Ponto 2 – Sabe-se que $s_2 = s_1$ e $p_2 = 0{,}5$ kgf/cm^2. Do diagrama de Mollier obtém-se:

$$h_2 = 580 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 3 – É o mesmo do problema anterior:

$$h_3 = 80{,}9 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 4 – É o mesmo do problema anterior:

$$h_4 = 82{,}1 \text{ kcal/kg}$$

Resulta: $\quad \eta = 1 - \dfrac{580{,}9 - 80{,}9}{818{,}5 - 82{,}1}$

$$\eta = \mathbf{32{,}2\%}$$

Verifica-se um aumento no rendimento de 29% para 31,4% provocado pelo uso de vapor superaquecido em lugar de vapor saturado, de acordo com o que se afirmou no item.

8.4.3 Calcular o rendimento do ciclo do problema anterior, adotando uma pressão na caldeira de 100 kgf/cm^2 e com as demais condições mantidas, isto é:

$t_1 = 500°C$

$p_2 = 0{,}5\ kgf/cm^2$

$x_3 = 0$

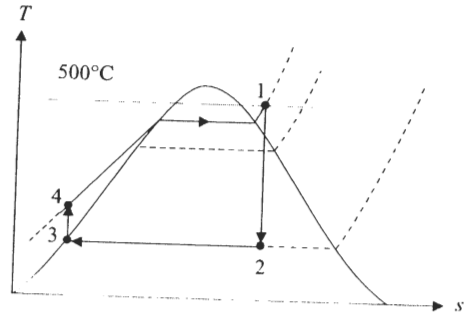


Figura 8.12

Solução:

Ponto 1 – Sabe-se que $p_1 = 100\ kgf/cm^2$ e $t_1 = 500°C$, portanto:

$h_1 = 806{,}2\ kcal/kg$

$s_1 = 1{,}558\ kcal/kg.K$

Ponto 2 – Sabe-se que $s_2 = s_1$ e $p_2 = 0{,}5\ kgf/cm^2$, portanto

$h_2 = 548{,}9\ kcal/kg$

Ponto 3 – $h_3 = 80{,}9$

Ponto 4 – $h_4 = h_3 + \dfrac{v.(p_4 - p_3)}{427} = 80{,}9 + \dfrac{0{,}001(100-0{,}5).10^4}{427}$

$80{,}9 + 2{,}3 = h_4 = 83{,}2\ kcal/kg$

Resulta: $\eta = 1 - (h_2 - h_3)/(h_1 - h_4)$

$$\eta = 1 - \frac{548{,}9 - 80{,}9}{806{,}2 - 83{,}2}$$

$\eta = 35{,}2\%$

Em relação ao problema anterior, verifica-se um acréscimo de 32,2% para 35,2% devido ao emprego de pressão mais elevada na caldeira, conforme foi dito no item.

8.4.4 Imaginemos um ciclo de Rankine com reaquecimento do vapor que passa pela turbina do problema anterior na pressão de 75 kgf/cm^2. Calcular o rendimento deste novo ciclo supondo que a temperatura de reaquecimento seja também de 500°C e que as demais condições sejam mantidas, isto é:

$p_1 = 100\ kgf/cm^2$

Pressão do condensador:

$p_4 = 0{,}5\ kgf/cm^2$

Líquido que sai do condensador:

$x_5 = 0$

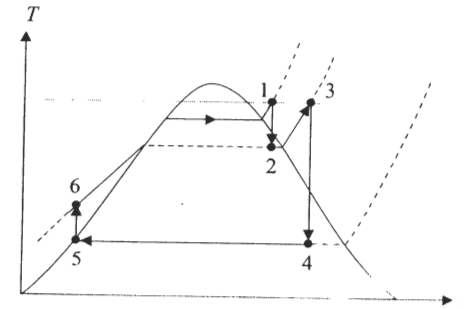


Figura 8.13

Ver esquema desta instalação na Figura 8.5.

Solução:

$$1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C}$$

$Q_{CD} = m(h_4 - h_5)$

$Q_C = m(h_1 - h_6) + M(h_3 - h_2)$

$$\eta = 1 - \frac{(h_4 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

Ponto 1 – $p_1 = 100\ kgf/cm^2$

Portanto: $h_1 = 806{,}2\ kcal/kg$

$s_1 = 1{,}558\ kcal/kg.K$

Ponto 2 – $s_2 = s_1 = 1{,}558\ kcal/kg.K$

$p_2 = 75\ kgf/cm^2$

Resulta: $h_2 = 770\ kcal/kg$

Ponto 3 – $p_3 = 75\ kgf/cm^2$

$t_3 = 500°C$

Resulta: $h_3 = 812{,}9\ kcal/kg$

$s_3 = 1{,}616\ kcal/kg.K$

Ponto 4 – $p_4 = 0{,}5\ kgf/cm^2$

$s_4 = s_3 = 1{,}616$

Resulta: $h_4 = 560{,}9\ kcal/kg$

Ponto 5 – $p_5 = 0{,}5\ kgf/cm^2$

$x_5 = 0$

Resulta: $h_5 = 80{,}9$ kcal/kg

Ponto 6 – $h_6 = h_5 + \dfrac{v \cdot (p_6 - p_5)}{427}$

$h_6 = 83{,}2$ kcal/kg

$$\eta = 1 \frac{(560{,}9 - 80{,}9)}{(806{,}2 - 83{,}2) + (812{,}9 - 770)}$$

$$\eta = 1 - \frac{480}{765{,}9}$$

$$\eta = \mathbf{37{,}3\%}$$

Registra-se uma elevação no rendimento de 35,2% para 37,3%, devido ao reaquecimento do vapor, conforme foi explicado no item 8.3.3.

8.4.5 Suponhamos que o ciclo do problema anterior tenha um preaquecedor de água, utilizando para isso 10% do vapor que passa pela turbina. Sabe-se que o vapor é extraído da turbina quando passa por um estágio de pressão igual a 5 kgf/cm^2 e que as demais condições são mantidas, isto é:

$p_1 = 100$ kgf/cm^2 $\quad t_1 = 500°$C

$p_2 = 75$ kgf/cm^2 $\quad p_3 = 75$ kgf/cm^2 $\quad t_3 = 500°$C $\quad x_5 = 0{,}0$

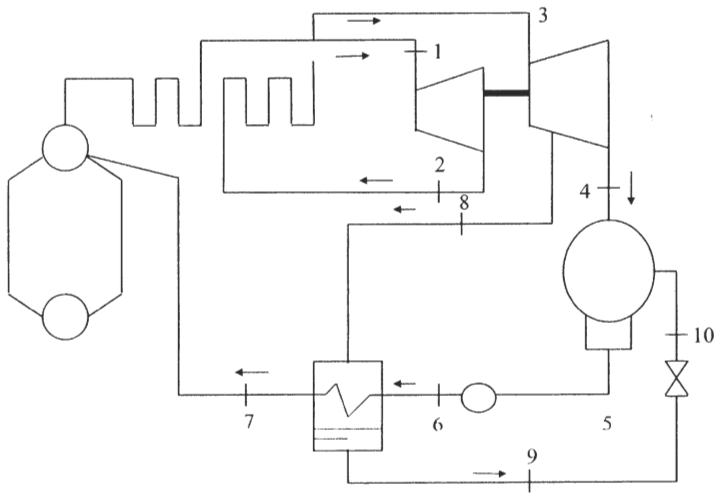


Figura 8.14

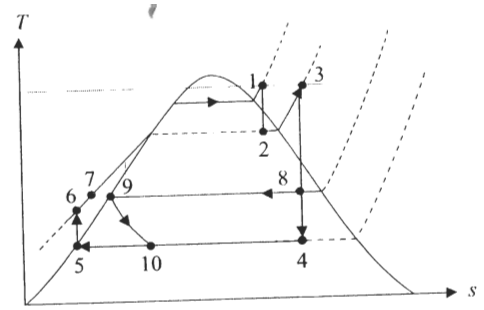


Figura 8.15

Solução:

Ponto 1 – $p_1 = 100$ kgf/cm^2

$t_1 = 500°$C

Resulta: $h_1 = 806{,}2$ kcal/kg

$s_1 = 1{,}558$ kcal/kg.K

Ponto 2 – $s_2 = s_1 = 1{,}558$ kcal/kg.K

$p_2 = 75$ kgf/cm^2

Resulta: $h_2 = 770$ kcal/kg

Ponto 3 – $p_3 = 75$ kgf/cm^2

$t_3 = 500°$C

Resulta: $h_3 = 812{,}9$ kcal/kg

$s_3 = 1{,}616$ kcal/kg.K

Ponto 4 – $s_4 = s_3 = 1{,}616$ kcal/kg.K

$p_4 = 0{,}5$ kgf/cm^2

Resulta: $h_4 = 560{,}9$ kcal/kg

Ponto 5 – $p_5 = 0{,}5$ kgf/cm^2

$x_5 = 0{,}0$

Resulta: $h_5 = 80{,}9$ kcal/kg

Ponto 6 – $h_6 = h_5 + \dfrac{v(p_6 - p_5)}{427}$

$h_6 = 82{,}3$ kcal/kg

Ponto 7

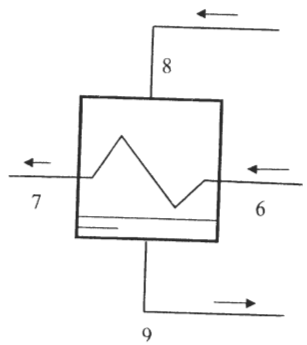


Figura 8.16

Aplicando-se o primeiro princípio ao preaquecedor, pode-se escrever:

$$m\,h_6 + 0{,}1m\,h_8 = M\,h_7 + 0{,}1m\,h_9$$

$$h_7 = h_6 + 0{,}1(h_8 - h_9)$$

Ponto 8 – $s_8 = s_3 = 1{,}616$ kcal/kg.K

$p_8 = 5$ kgf/cm^2

$h_8 = 650$ kcal/kg

Ponto 9 – $x_9 = 0{,}0$

$p_9 = 5$ kgf/cm^2

Resulta: $h_9 = 152{,}2$ kcal/kg

Resulta para o ponto 7:

$$h_7 = 82{,}3 + 0{,}1(650 - 152{,}2)$$

$$h_7 = 132{,}1 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 10 – Quando um fluido passa por uma válvula, sua entalpia praticamente não se altera.

$$h_{10} = h_9 = 152{,}2$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C}$$

Condensador

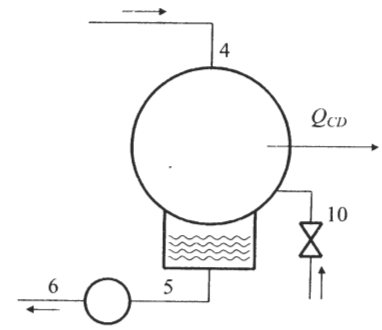


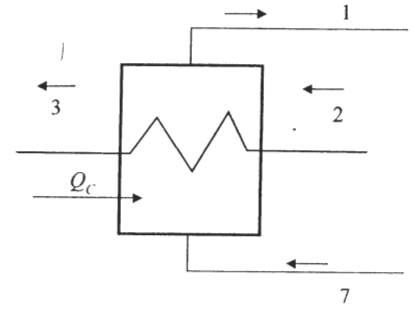
Figura 8.17

Aplicando-se o primeiro princípio ao condensador, resulta a equação:

$$0{,}9m\,h_4 + 0{,}1m\,h_{10} = m\,h_5 + Q_{CD}$$

$$Q_{CD} = (0{,}9h_4 + 0{,}1h_{10} - h_5)m$$

Caldeira



Aplicando-se o primeiro princípio a uma caldeira, resulta:

$$Q_C + 0{,}9m\,h_2 + m\,h_7 = m\,h_1 + 0{,}9m\,h_3$$

$$Q_C = m(h_1 - h_7) + 0{,}9m(h_3 - h_2)$$

Resulta para o rendimento:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C} = 1 - \frac{(0{,}9h_4 + 0{,}1h_{10} - h_5)}{(h_1 - h_7) + 0{,}9(h_3 - h_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{(0{,}9\,.\,560{,}9 + 0{,}1\,.\,152{,}1 - 80{,}9)}{(806{,}2 - 132{,}1) + 0{,}9(812{,}9 - 770)}$$

$$\eta = 1 - 0{,}617$$

$$\eta = 38{,}2\%$$

Houve um aumento no rendimento devido à colocação de um preaquecedor de água de alimentação da caldeira, conforme foi dito no item 8.3.4.

8.4.6 Resolver o problema anterior adotando uma redução na pressão do condensador para 0,1 kgf/cm² e comparar os rendimentos. Manter as demais condições do problema anterior, isto é:

$p_0 = 100$ kgf/cm² $\qquad t_9 = 500°C$

$p_2 = 75$ kgf/cm² $\qquad t_3 = 500°C$

$p_8 = 5$ kgf/cm²

$x_5 = 0 \qquad x_9 = 0$

Solução:

A Figura 8.14 serve também para este exercício.

Ponto 1 – Permanece inalterado $\therefore$ $h_1 = 806{,}2$ kcal/kg

Ponto 2 – Permanece inalterado $\therefore$ $h_2 = 770$ kcal/kg

Ponto 3 – Permanece inalterado $\therefore$ $h_3 = 812{,}9$ kcal/kg

Ponto 4 – Depende da pressão $p_4 = 0{,}1$ kgf/cm² e da entropia:

$s_4 = s_3 = 1{,}616$ kcal/kg

$h_4 = 515$ kcal/kg

Ponto 5 – Depende da pressão $p_5 = 0{,}1$ kgf/cm² e do título:

$x_5 = 0{,}0$

$h_5 = 45{,}5$ kcal/kg

Ponto 6 – $h_6 = h_5 + \dfrac{v.(p_6 - p_5)}{427}$

$$h_6 = 45{,}4 + \frac{0{,}001(100 - 0{,}1).10^4}{427}$$

$h_6 = 47{,}7$ kcal/kg

Ponto 7 – $0{,}1\ m\ h_8 + m\ h_6 = 0{,}1\ m\ h_9 + m\ h_7$

$h_7 = h_6 + 0{,}1(h_8 - h_9)$

$h_8 = 650$ kcal/kg (problema anterior)

$h_9 = 152{,}2$ kcal/kg (problema anterior)

$h_7 = 47{,}7 + 0{,}1(650 - 152{,}2)$

$h_7 = 97{,}5$ kcal/kg

Ponto 10 – $h_{10} = h_9 = 152{,}2$ kcal/kg

No problema anterior vimos que:

$$\eta = 1 - \frac{(0{,}9h_4 + 0{,}1h_{10} - h_5)}{(h_1 - h_7) + 0{,}9(h_3 - h_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{0{,}9.515 + 0{,}1.152{,}2 - 45{,}4}{(806{,}2 - 97{,}5) + 0{,}9(812{,}9 - 770)}$$

$$\eta = 1 - \frac{433{,}8}{747{,}3} = 1 - 0{,}582$$

$$\eta = 41{,}8\%$$

A tabela a seguir mostra a influência das propriedades que mais afetam o rendimento do ciclo de Rankine.

Exercício nº	p_1	t_1	Pressão do condens.	Reaque-cimento	Preaque-cimento	Rendimento
8.4.1	50	262,7	0,5	Não	Não	29%
8.4.2	50	500	0,5	Não	Não	32,2%
8.4.3	100	500	0,5	Não	Não	35,2%
8.4.4	100	500	0,5	Sim	Não	37,3%
8.4.5	100	500	0,5	Sim	Sim	38,2%
8.4.6	100	500	0,1	Sim	Sim	41,8%

Tabela 8.1

8.4.7 Conhecendo-se o rendimento de um ciclo de Rankine simples, $\eta = 35\%$, e o calor trocado na caldeira por unidade de massa de vapor formado, igual a 580 kcal/kg, calcular o trabalho realizado pela turbina por unidade de peso do vapor. As pressões do ciclo são 50 kgf/cm² e 0,8 kgf/cm².

Solução:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C}$$

$$0{,}35 = 1 - \frac{Q_{CD}}{580}$$

$$0{,}35 \,.\, 580 = 580 - Q_{CD}$$

$$Q_{CD} = 3{,}77 \text{ kcal/kg}$$

$$W_B = \frac{v.(50-0{,}8).10^4}{427} = \frac{0{,}001.49{,}2.10^4}{427}$$

$$W_B = 1{,}2 \text{ kcal/kg}$$

Pelo primeiro princípio podemos afirmar que:

$$W_T + Q_{CD} = Q_c + W_B$$

$$Q_c - Q_{CD} = W_T - W_B$$

$$W_T = Q_C - Q_{CD} + W_B$$

$$W_T = 580 - 377 + 1{,}2$$

$$W_T = 204{,}2 \text{ kcal/kg}$$

8.4.8 O sistema da Figura 8.16 representa um ciclo de Rankine. O vapor sai da caldeira no estado saturado (ponto 6) e passa pelo superaquecedor, que utiliza os gases provenientes da fornalha. O sistema contém um trocador de calor, aquecendo a água que caminha para a caldeira. Conhecida a potência da turbina, $\dot{W}_R = 10\,000$ CV, e o seu rendimento, $\eta = 90\%$, calcular:

a) vazão de vapor que percorre o ciclo;
b) fluxo de calor necessário para a formação de vapor saturado;
c) fluxo de calor trocado no superaquecedor;
d) fluxo de calor trocado no preaquecedor de água;
e) consumo de combustível, admitindo-se uma perda de calor da ordem de 15%;
f) vazão de água que passa pelo condensador.

Dados:

$p_1 = 40 \text{ kgf/cm}^2$ $\qquad$ $p_4 = p_5 = p_6 = p_1$

$t_1 = 480^\circ\text{C}$

$p_2 = 0{,}1 \text{ kgf/cm}^2$ $\qquad$ $x_3 = 0$

$h_4 = 46{,}4 \text{ kcal/kg}$

$pc_i = 10\,500$ kcal/kg (poder calorífico inferior do combustível)

$t_{a1} = 20^\circ\text{C}$ (temperatura da água na entrada do condensador)

$t_{a2} = 35^\circ\text{C}$

$t_5 = 120^\circ\text{C}$

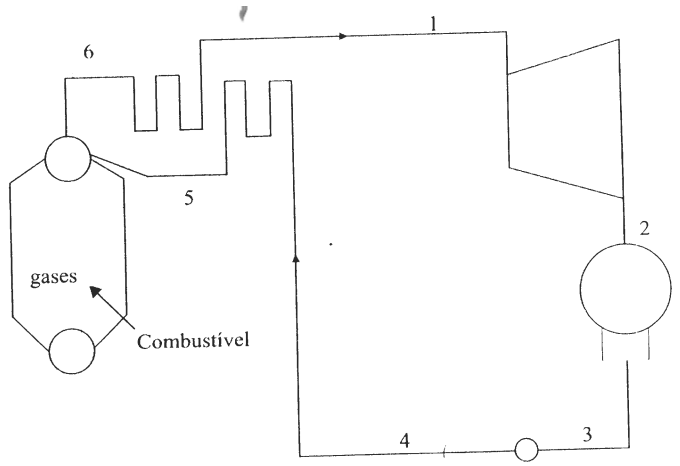


Figura 8.18

Cálculo das entalpias

Ponto 1 – $t_1 = 480^\circ\text{C}$

$p_1 = 40 \text{ kgf/cm}^2$

Com esses valores obtêm-se do diagrama de Mollier:

$$h_2 = 812 \text{ kcal/kg}$$

$$s_1 = 1{,}68 \text{ kcal/kg.K}$$

Ponto 2

Rendimento da turbina: $\qquad \eta = \dfrac{\dot{W}_R}{\dot{W}_T}$

$\dot{W}_T = \dot{m}\,(h_1 - h_{2R})$ (potência real da turbina)

$\dot{W}_I = \dot{m}\,(h_1 - h_{2I})$ (potência teórica da turbina)

$$\eta = \frac{\dot{m}\left(h_1 - h_{2R}\right)}{\dot{m}\left(h_1 - h_{2T}\right)}$$

$$h_{2R} = h_1 - \eta(h_1 - h_{2T})$$

O ponto 2T tem a mesma entropia do ponto 1 e pressão de 0,1 kgf/cm^2. Do diagrama de Mollier obtêm-se:

$$h_{2T} = 532 \text{ kcal/kg} \qquad \therefore \qquad h_{2R} = 560 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 3

$$p_3 = 0{,}1 \text{ kgf/cm}^2$$

$$x_3 = 0$$

Da tabela de vapor obtém-se:

$$h_3 = 45{,}4 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 4

$$h_4 = 46{,}4 \text{ kcal/kg}$$

Ponto 5

Conhecendo-se a temperatura t_5 = 120°C adota-se a entalpia da água h_5 = 120 kcal/kg

Ponto 6

Vapor saturado à pressão de 40 kgf/cm²

$$h_6 = 669 \text{ kcal/kg}$$

a) *Vazão de vapor*

$$\dot{W}_R = \dot{m}\,(h_1 - h_{2R})$$

$$\dot{m} = \frac{W_R}{h_1 - h_{2R}} \qquad \dot{W}_R = 10\,000 \,.\, 632 \,.\, 10^6 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{m} = \frac{6{,}32 \,.\, 10^6}{812 - 560} = 22\,600 \qquad \dot{m} = 25\,100 \text{ kg/h}$$

b) *Fluxo de calor para formar o vapor saturado*

$$\dot{Q}_s = \dot{m}\,(h_6 - h_5)$$

$$\dot{Q}_s = 25\,100\,(669 - 120)$$

$$\dot{Q}_s = 13\,730\,000 \text{ kcal/h}$$

c) *Fluxo de calor para formar o vapor superaquecido*

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}\,(h_1 - h_6)$$

$$\dot{Q}_{su} = (812 - 669)$$

$$\mathbf{\dot{Q}_{su} = 3\,590\,000 \text{ kcal/h}}$$

d) *Fluxo de calor para preaquecer a água*

$$\dot{Q}_p = \dot{m}\,(h_5 - h_4)$$

$$\dot{Q}_p = 25\,100\,(120 - 46{,}4)$$

$$\dot{Q}_p = 1\,850\,000 \text{ kcal/h}$$

e) *Consumo de combustível*

O calor gerado pela queima total do combustível é calculado por meio do produto da vazão pelo poder calorífico.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_C \,.\, pci = 10\,500 \,.\, \dot{m}_C$$

Desse total, perdem-se 15% pelos gases que saem pela chaminé e pelas paredes da caldeira. Resta o calor útil, que é a soma dos itens 2, 3 e 4 deste problema.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_s + \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_p + 0{,}15\,\dot{Q}_C$$

$$\dot{Q}_C\,(1 - 0{,}15) = \dot{Q}_s + \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_p$$

$$\dot{m}_C \,.\, pci \,.\, 0{,}85 = \dot{Q}_C + \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_p$$

O número 0,85 representa o rendimento global da caldeira.

$$\dot{m}_C = \frac{(13{,}73 + 3{,}59 + 1{,}85) \,.\, 10^6}{10\,500 \,.\, 0{,}85}$$

$$\mathbf{\dot{m}_C = 2\,145 \text{ kg/h}}$$

f) *Vazão de água do condensador*

O calor de condensação transfere-se para a água:

$$\dot{m}\,(h_{2R} - h_3) = \dot{m}_a\; c(t_{a2} - t_{a1})$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}(h_{2R} - h_3)}{c(t_{a2} - t_{a1})}$$

$$\dot{m}_a = \frac{25\,100 \,.\, (560 - 45{,}4)}{1 \,.\, (35 - 20)}$$

$$\dot{m}_a = 860\,000 \text{ kg/h}$$

8.4.9 O ciclo de Rankine da figura contém uma válvula, por meio da qual pode-se controlar o fluxo de vapor que vai para o preaquecedor de água. Com os seguintes dados, pede-se para:

a) Calcular o rendimento do ciclo funcionando com o preaquecedor desligado, isto é, com a válvula A totalmente fechada.

b) Calcular o fluxo de vapor que deve passar pela válvula para permitir uma elevação no rendimento de 3%.

Dados:

$p_1 = 50\ \text{kgf/cm}^2$

$t_1 = 500°\text{C}$

$p_7 = p_6 = 5\ \text{kgf/cm}^2$

$p_2 = 0{,}5$

$x_3 = 0$

$x_8 = 0$

$\dot{m}_v = 10.000\ \text{kg/h}$

Adotar a bomba e a turbina como adiabáticas e reversíveis.

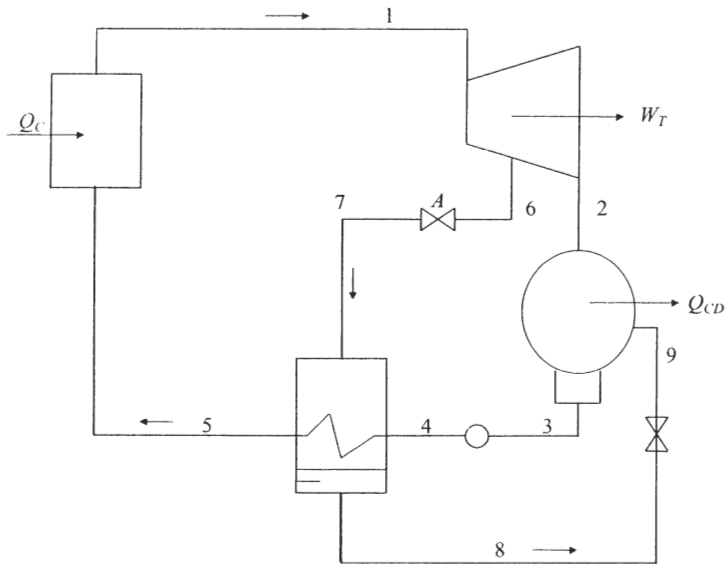


Figura 8.19

Solução:

Diagrama *T.s*

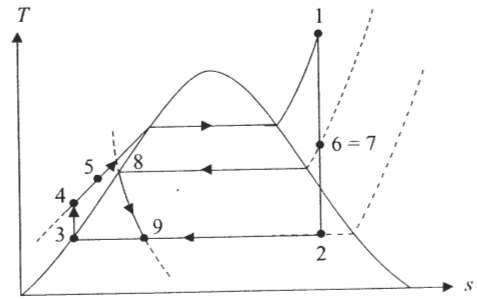


Figura 8.20

a) *Válvula A fechada*
Neste caso, o ciclo fica reduzido aos pontos 1, 2, 3 e 4.

$$\text{Rendimento } \eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{CD}}{\dot{Q}_C}$$

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_v\,(h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_v\,(h_1 - h_4)$$

Do diagrama de Mollier e das tabelas de vapor obtêm-se:

$h_1 = 822\ \text{kcal/kg}$

$h_2 = 580\ \text{kcal/kg}$

$h_3 = 80{,}9\ \text{kcal/kg}$

$$h_4 = h_3 + \frac{v(p_4 - p_3)}{427} \qquad v = 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$h_4 = 80{,}9 + \frac{10^{-3}\,.\,(50 - 0{,}5)\,.\,10^4}{427}$$

$h_4 = 82\ \text{kcal/kg}$

Resulta:

$$\dot{Q}_C = 10\,000\,.\,(822 - 82) = 7{,}4 \times 10^6\ \text{kcal/h}$$

$$\dot{Q}_{CD} = 10\,000(580 - 80{,}9) = 4{,}991 \times 10^6\ \text{kcal/h}$$

$$\eta = 1 - \frac{4{,}991}{7{,}4} = 0{,}325$$

$$\eta = \mathbf{32{,}5\%}$$

b) *Cálculo da vazão* M_6 *que produz uma elevação de mais 3% no rendimento*

$$\eta = 32{,}5 + 35{,}5\%$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_{CD}}{Q_C}$$

Primeiro princípio aplicado ao condensador

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{CD}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1$$

$$(\dot{m}_1 - \dot{m}_6)h_2 + \dot{m}_6 h_8 = \dot{m}_1 h_3 + \dot{Q}_{CD}$$

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_1 h_2 - \dot{m}_1 h_3 + \dot{m}_6 h_8 - \dot{m}_6 h_2$$

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_1 (h_2 - h_3) - \dot{m}_6 (h_2 - h_8)$$

Primeiro princípio aplicado à caldeira

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_C = \dot{m}_1 h_1 \qquad \dot{m}_5 = \dot{m}_1$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_1 (h_1 - h_5)$$

Cálculo de h_5

No preaquecedor, aplicando-se o primeiro princípio, resulta:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_1 (h_5 - h_4)$$

$$h_5 = \dot{m}_6 (h_6 - h_7)$$

$$h_5 = \frac{\dot{m}_6 (h_6 - h_7)}{\dot{m}_1} + 4$$

Resulta:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_1 h_1 - h_4 - \frac{\dot{m}_6 (h_6 - h_7)}{\dot{m}_1}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_1 h_4 - \dot{m}_6 (h_6 - h_7)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) - \dot{m}_6 (h_6 - h_7)$$

Numericamente, resulta:

$$h_1 = 822 \text{ kcal/kg}$$

$$h_6 = 673 \text{ kcal/kg}$$

$$h_2 = 580 \text{ kcal/kg}$$

$$h_3 = 80{,}9 \text{ kcal/kg}$$

$$h_4 = 82 \text{ kcal/kg}$$

$$h_7 = 152{,}2 \text{ kcal/kg}$$

$$h_8 = 152{,}2 \text{ kcal/kg}$$

$$\dot{Q}_C = 10^4 (822 - 82) - \dot{m}_6 (673 - 152{,}2)$$

$$\dot{Q}_C = 7{,}4 \,.\, 10^6 - 520{,}8\, \dot{m}_6$$

$$\dot{Q}_{CD} = 10^4 \,.\, (580 - 70{,}9) - \dot{m}_6 (580 - 152{,}2)$$

$$\dot{Q}_{CD} = 4{,}991 \,.\, 10^6 - 427{,}8\, \dot{m}_6$$

Rendimento: $\eta = 0{,}355$

$$0{,}355 = 1 - \frac{4{,}991 . 10^6 - 427{,}8\, \dot{m}_6}{7{,}4 . 10^6 - 520{,}8\, \dot{m}_6}$$

Resulta:

$$\dot{m}_6 = 2\,290 \text{ kg/h}$$

8.5. Exercícios Propostos

8.5.1 O ciclo de Rankine da Figura 8.19 possui um trocador de calor da saída da caldeira com a finalidade de controlar a temperatura do vapor que sai para a turbina. Nesse trocador, o vapor que sai da caldeira mistura-se com uma derivação da água de alimentação da caldeira. Pede-se para calcular:

a) a vazão de vapor que passa pela turbina, sabendo-se que:

$\dot{W}_6 = 5\,000$ CV (potência da turbina)

$h_1 - h_2 = 144$ kcal/kg

b) o calor trocado na caldeira, desprezando-se o trabalho da bomba e sabendo-se que o rendimento do ciclo é de 35%;
c) h_1 sendo $h_4 = 150$ kcal/kg;
d) a vazão de água desviada para o controlador de temperatura, sendo $h_5 = 600$ kcal/kg.

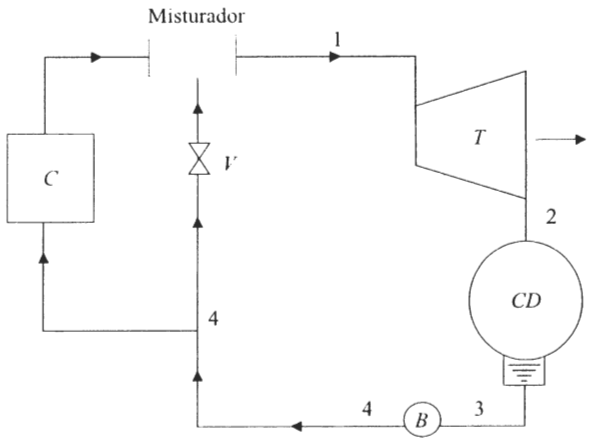


Figura 8.21

Resposta: a) 21 900 kg/h
b) 9 050 000 kcal/h
c) 562 kcal/kg
d) 2 080 kg/h

8.5.2 No ciclo da Figura 8.14 sabe-se que o calor trocado na caldeira vale $\dot{Q}_6 = 7\,127\,000$ kcal/h e que a vazão total de vapor que vai para a turbina é $\dot{m}_v = 10\,000$ kg/h. Adotando-se ainda uma extração de 10% de vapor da turbina para o preaquecimento da água, as entalpias já calculadas e o rendimento do ciclo de 38,3%, determinar:
a) a potência da turbina em CV, utilizando o princípio da conservação da energia aplicada ao ciclo;
b) a potência da turbina em CV, utilizando do princípio da conservação da energia aplicada ao sistema constituído pela turbina isolada.

Resposta: 4 320 CV

8.5.3 O ciclo de Rankine da Figura 8.20 contém dois preaquecedores que podem ser colocados em funcionamento por meio das válvulas A e B. Estudar a variação de rendimento da máquina nas seguintes situações:
a) as válvulas A e B estão fechadas e os dois preaquecedores, fora de funcionamento;

b) a válvula A está aberta e a B, fechada;
c) as duas válvulas estão abertas e os dois preaquecedores estão em funcionamento.

Dados:

$p_1 = 50$ kgf/cm^2	$t_1 = 590°$C
$p_8 = p_9 = 10$ kgf/cm^2	$s_1 = s_8 = s_{10} = s_2$
$p_{10} = p_{11} = 5$ kgf/cm^2	$\dot{m}_8 = 0{,}1\,\dot{m}_1$
$P_2 = 0{,}8$ kgf/cm^2	$\dot{m}_{10} = 0{,}1\,\dot{m}$
$x_3 = 0$	$h_8 = h_9$
$x_{12} = 0$	$h_{12} = h_{11}$
$h_{12} = h_{13}$	

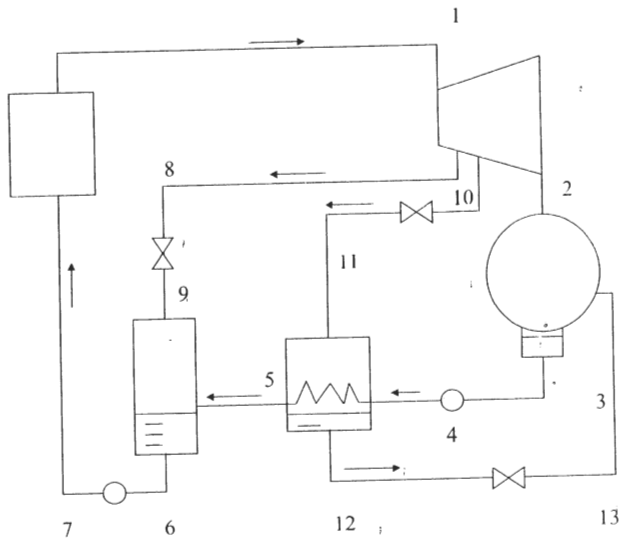


Figura 8.22

Resposta:
$\eta_1 = 32{,}4\%$
$\eta_2 = 33{,}5\%$
$\eta_3 = 35{,}7\%$